UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUES UTILISANT DES BANQUES THERMIQUES À MATÉRIAU À CHANGEMENT DE PHASE

ANTOINE LANGLOIS

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES

(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2010

© Antoine Langlois, 2010.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUES UTILISANT DES BANQUES THERMIQUES À MATÉRIAU À CHANGEMENT DE PHASE

Présenté par : LANGLOIS Antoine

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KUMMERT Michaël, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

Mme CRUICKSHANK Cynthia Ann, Ph.D., membre

DÉDICACE

À tous ceux qui y ont cru

REMERCIEMENTS

Mes remerciements premiers et les plus sincères vont à mon directeur de recherche, le professeur *Michel Bernier* pour son support, sa disponibilité, son implication et aussi pour m'avoir transmis une partie de sont enthousiasme, de sa rigueur et de sa passion pour ce qu'il fait.

Cette étude a été rendue possible grâce à la participation de la firme Bouthillette Parizeau Inc., en particulier *M. Jacques Lagacé et M. Alain Morin*, et d'*Équiterre* à travers le projet de la Maison du Développement Durable.

Mes remerciements au professeur *Michaël Kummert* pour tout le temps qu'il m'a consacré et qu'il m'a fait sauver.

Mes remerciements au Fond Québécois de Recherche sur la nature et les technologies et le Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie pour leur appui financier à travers le programme de bourses BMP innovations FQRNT-CRSNG.

Je remercie mes collègues *Simon Chapuis*, *Parham Eslami-Nejad*, *Ali Salim Shirazi* et *Yannick Allard* pour avoir partager avec moi leurs connaissances, leurs expériences et leur temps.

Mes remerciements à l'*International Building Performance Simulation Association* (IBPSA), section canadienne, pour son financement à la participation de la conférence tenue à Winnipeg en mai 2010.

Mes remerciements à Parc Downsview Park Canada, particulièrement à *M. Howard Lee*,

directeur exécutif de la gestion des actifs, pour sa collaboration.

Mes remerciements à l'entreprise Morrisson Hersfield, particulièrement à *M. Wassim Faraj*, directeur technique, pour sa collaboration.

Mes remerciements à la firme *Geo-Energie inc.*, particulièrement à *M. Alexandre St-Pierre*, conseiller technique, pour sa collaboration.

Mes remerciements à la firme *Forages Technic-Eau*, particulièrement à *M. Michel Chapdelaine*, directeur – développement de projet, pour sa collaboration et sa grande générosité.

RÉSUMÉ

Un mode d'emploi pour le dimensionnement de champs de puits géothermiques verticaux en boucle fermée selon la méthode d'ASHRAE est présenté. Un bâtiment en construction à Montréal est utilisé à titre d'exemple. Ce mode d'emploi permet à un ingénieur concepteur de dimensionner convenablement un échangeur géothermique sans l'utilisation de logiciels spécialisés.

Le même bâtiment sert à la réalisation d'une étude pour évaluer l'impact de l'ajout de réservoirs d'eau servant de stockage thermique tampon sur les systèmes géothermiques. Les résultats de cette étude montrent que la longueur des puits peut être réduite d'environ 15 % en utilisant des réservoirs d'eau de 120 m^3. Toutefois, l'impact sur la consommation énergétique des pompes à chaleur est considérée négligeable.

Dans un autre volet de cette étude, un nouveau modèle de réservoir de stockage thermique utilisant les matériaux à changement de phase (MCP) est proposé pour une utilisation dans l'environnement TRNSYS. Ce modèle transitoire est basé sur la méthode « enthalpie » à une dimension et considère des conteneurs rectangulaires remplis de MCP. Ces conteneurs sont empilés les uns sur les autres de façon à permettre le passage d'un fluide caloporteur entre eux. Le modèle proposé est vérifié à l'aide de solutions analytiques et une comparaison inter modèle est réalisée avec la méthode de la « capacité thermique équivalente ». Pour toutes ses vérifications, de très bons résultats sont obtenus. Finalement, le modèle proposé est utilisé afin d`évaluer l'impact du stockage thermique à MCP sur les systèmes géothermiques. Des simulations TRNSYS sont réalisées et le même bâtiment est encore une fois utilisé à cette fin. Les performances du modèle proposé sont comparées à celles des réservoirs d'eau utilisés précédemment. La réduction du volume de stockage réalisable par l'utilisation de MCP comme médium de stockage est évalué à 69 %. Le transfert de chaleur entre le MCP et le fluide caloporteur et celui dans le MCP sont analysés grâce aux simulations réalisées afin de mieux comprendre le stockage d'énergie sous forme latente. La distribution de température dans le MCP à l'entrée et à la sortie du réservoir et l'impact de celle-ci sur la température du fluide caloporteur à différents moments est montrée.

ABSTRACT

A detailed calculation methodology for the sizing of a vertical, closed loop geothermal borefield based on the ASHRAE method is presented. A building under construction located in Montreal is used as an example. This simple calculation procedure allows design engineers to conveniently size a geothermal heat exchanger without the use of specialized software.

The same building is used to estimate the impact of water tanks, used as short term thermal storage, on geothermal systems. The results of this study show that the length can be reduced by 15 % but that the impact on energy consumption is negligible. A new model of thermal storage tanks using phase change materials (PCM) is proposed for use within the TRNSYS environment. This one-dimensional transient model is based on the « enthalpy » method and considers a rectangular container filled with PCM. These containers are stacked such as to allow a heat transfer fluid to pass through them. The model is verified with analytical solutions and an inter model comparison is achieved with the « heat capacity » method. These verification tests show a very good agreement between the results. Finally, the proposed model is used to evaluate the impact of PCM thermal storage tanks on geothermal systems. TRNSYS simulations are run using the same building loads. Performances of the proposed PCM thermal storage tanks are compared to those of the water tanks previously studied. When compare to water tanks, PCM tanks can achieve a volume reduction of 69 %. The heat transfer processes between the PCM and the heat transfer fluid as well as within the PCM itself are also analyzed. Temperature distribution within the PCM at the entrance and exit of the tank and its influence on the heat transfer fluid for different times is presented.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE III

REMERCIEMENTS IV

RÉSUMÉ V

ABSTRACT VI

TABLE DES MATIÈRES VII

LISTE DES TABLEAUX XI

LISTE DES FIGURES XII

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS XVI

LISTE DES ANNEXES XX

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 DIMENSIONNEMENT D'UN CHAMP DE PUITS GÉOTHERMIQUES VERTICAUX 3

1.1 Introduction 3

1.2 Mise en contexte 3

1.2.1 Besoins thermiques du bâtiment 4

1.2.2 Puits géothermiques et conditions géologiques 5

1.2.3 Fluide caloporteur et débit massique 8

1.2.4 Pompes à chaleur : Températures de design et COP 9

1.3 L'équation d'ASHRAE 9

1.4 Les charges au sol 10

1.4.1 Le terme q_h 11

1.4.2 Le terme q_m 11

1.4.3 Le terme q_a 12

1.4.4 Évaluation de q_h, q_m, et q_a pour les besoins thermiques de la MDD 12

1.4.5 Procédure sans simulation horaire 13

1.5 Les températures 15

1.5.1 Le terme T_g 15

1.5.2 Les termes $T_{entrée,sol}$ et $T_{sortie,sol}$ 15

1.5.3 Le terme T_p 16

1.6 Les résistances thermiques 17

1.6.1 Les résistances thermiques équivalentes du sol : R_a, R_m *et* R_h. 17

1.7 Calcul de la longueur 19

CHAPITRE 2 IMPACT DES RÉSERVOIRS DE STOCKAGE THERMIQUE SUR LES SYSTÈMES GÉOTHERMIQUES 23

2.1 Introduction 23

2.2 Méthodologie 24

2.2.1 Système de base 24

2.2.2 Système avec réservoir thermique 26

2.3 Simulation 27

2.3.1 Pompes à chaleur 27

2.3.2 Contrôle des PAC 28

2.3.3 Réservoirs de stockage thermique 30

2.3.4 Puits géothermiques 31

2.3.5 Charges du bâtiment 31

2.3.6 Débits et fluides 31

2.4 Résultats 33

2.5 Résumé 46

CHAPITRE 3 MODÈLE PROPOSÉ DE RÉSERVOIR D'ÉNERGIE À MATÉRIAUX À CHANGEMENT DE PHASE 47

3.1 Introduction 47

3.2 Équations gouvernantes 49

3.3 Modèle numérique 51

3.4 Conditions frontières 59

3.5 Fluide caloporteur 60

3.6 Implémentation 62

3.6.1 Vérification du début / de la fin d'un changement de phase 62

3.7 Vérification du modèle proposé 66

3.7.1 Cas 1 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes 66

3.7.2 Cas 2 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes 68

3.7.3 Cas 3 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques discontinues 70

3.8 Échange convectif et conduction sans changement de phase 71

3.9 Utilisation du modèle 73

3.9.1 Taux de charge 78

3.10 Bilan énergétique 80

3.11 Résumé 80

CHAPITRE 4 APPLICATIONS ET RÉSULTATS 82

4.1 Introduction 82

4.2 Méthodologie 83

4.2.1 Système de base avec réservoir d'eau 83

4.2.2 Système avec stockage thermique à MCP 86
4.3 Simulation 87
4.3.1 Pompes à chaleur 89
4.3.2 Contrôle des PAC et des réservoirs de stockage 89
4.3.3 Réservoirs de chaleur sensible 90
4.3.4 Réservoir de chaleur latente et matériau à changement de phase 90
4.3.5 Puits géothermiques 91
4.3.6 Charges du bâtiment 92
4.3.7 Débits et fluides 92
4.4 Résultats 92
4.5 Résumé 108
CONCLUSION 109
BIBLIOGRAPHIE 112
ANNEXES 116

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1: Caractéristiques du champ de puits géothermiques utilisés dans cette étude 8

Tableau 1.2: Besoins thermiques et charges au sol pour le calcul de longueur des puits géothermiques 13

Tableau 2.1: Performances des PAC en chauffage 27

Tableau 2.2: Performances des PAC en climatisation 28

Tableau 2.3: Analyse de l'influence du volume de stockage 41

Tableau 2.4: Résumé des consommations énergétiques des PAC et des COP des 3 cas pour la 1^{ière} et la 10^{ième} année de simulation 44

Tableau 3.1: Propriétés thermophysiques pour les trois cas de vérification 66

Tableau 3.2: Comparaison entre la solution du modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification pour le Cas 1 68

Tableau 3.3: Comparaison entre la solution du modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification pour le Cas 2 69

Tableau 3.4: Propriétés thermophysiques du chlorure de calcium hexahydraté 74

Tableau 4.1: Propriétés thermophysiques des matériaux à changement de phase utilisés 91

Tableau 4.2: Résumé des consommations énergétiques des PAC et des COP moyens pour les cas avec réservoirs de stockage à MCP, avec réservoirs d'eau et sans réservoir 108

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Schéma d'une installation géothermique alimentant cinq pompes à chaleur 4

Figure 1.2: Besoins horaires du bâtiment étudié 5

Figure 1.3: a) Empreinte du bâtiment et position approximative des puits géothermiques; b) Photo montrant l'emplacement de quelques puits sur le site de la MDD.....6

Figure 1.4: Coupe transversale d'un puits géothermique vertical.....7

Figure 1.5: Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives au sol. 10

Figure 1.6: Évolution de la température à la sortie des puits géothermiques pour une période de 10 ans.....22

Figure 2.1: Représentation schématique du système de base.....25

Figure 2.2: Représentation schématique du système avec réservoirs thermiques.....26

Figure 2.3: Arrangement des PAC en chauffage dans TRNSYS pour représenter 2 PAC avec chacune 2 compresseurs 28

Figure 2.4: Exemple du contrôle effectué sur les PAC 29

Figure 2.5: Position des entrées et sorties des réservoirs de stockage : a) chaud et b) froid.....30

Figure 2.6: Débit variable alimentant la charge du bâtiment à partir du réservoir de stockage en fonction de la charge relative 32

Figure 2.7: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas sans stockage thermique et une longueur des puits de 130 m 33

Figure 2.8: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec stockage thermique et une longueur des puits de 130m (AS130) 34

Figure 2.9: Charge au sol pour les cas SS130 et AS130 lors de la pointe des besoins thermiques en climatisation 35

Figure 2.10: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec stockage thermique et une longueur des puits de 130m en plus d'une réduction de la capacité des PAC de 35 tonnes (AS130-35) 36

Figure 2.11: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas AS110-35 (avec stockage thermique et une longueur des puits de 110m) 37

Figure 2.12: Charge au sol pour les cas SS130, AS130-35 et AS110-35 lors de la pointe en climatisation 38

Figure 2.13: Charge fournie par les PAC en climatisation et température d'alimentation de celles-ci lors de la pointe de la charge au sol.....39

Figure 2.14: Température d'alimentation vers le bâtiment (*Tin bâtiment*) lors de la pointe en climatisation 40

Figure 2.15: COP moyens annuels et consommation énergétique annuelle des PAC pour les différents cas étudiés 43

Figure 2.16: Évolution des températures d'alimentation des PAC en climatisation pour les cas SS130 et AS110-35 45

Figure 3.1: Géométrie du conteneur de MCP 47

Figure 3.2: Conteneur de MCP de la compagnie PCM products ltée 48

Figure 3.3: Arrangement possible de conteneurs de MCP dans un réservoir 49

Figure 3.4: Illustration d'un maillage de type B selon la notation de Patankar (1980) 52

Figure 3.5: Exemple de maillage uniforme sur un bloc de MCP.....53

Figure 3.6: Schéma d'une partie du domaine de calcul avec la notation utilisée par Patankar (1980) 55

Figure 3.7: Illustration de la conductivité à l'interface pour un volume de contrôle voisin du volume de contrôle où le changement de phase se produit 57

Figure 3.8: Représentation du traitement des conditions frontières.....59

Figure 3.9: Évolution de la température du fluide lors de son passage dans une série de blocs....60

Figure 3.10: Algorithme de résolution 65

Figure 3.11: Domaine de calcul pour la vérification du modèle proposé 67

Figure 3.12: Analyse d'indépendance du maillage pour le Cas 1 67

Figure 3.13: Analyse d'indépendance du maillage pour le deuxième cas 69

Figure 3.14: Analyse d'indépendance du maillage pour le Cas 3 à t = 50000 sec.....70

Figure 3.15: Comparaison entre le modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification 71

Figure 3.16: Représentation du cas d'échange convectif sans changement de phase.....72

Figure 3.17: Distribution de température dans le MCP à t = 119 heures pour le $4^{ième}$ cas 72

Figure 3.18: Évolution de la température du MCP à x = 0.25 m pour le $4^{ième}$ cas.....73

Figure 3.19: Représentation d'un réservoir de MCP de $1m^3$ 74

Figure 3.20: Analyse d'indépendance du maillage pour le réservoir de 1 m^3 en utilisant la température du centre d'un bloc de MCP situé sur la première colonne de blocs 75

Figure 3.21: Évolution spatiale et temporelle de la température du fluide caloporteur (contour en 1^{ier} plan), du VC à la paroi d'un bloc de MCP (contour en $2^{ième}$ plan) et du VC au centre d'un bloc de MCP (contour en arrière plan) pendant un cycle de recharge d'un réservoir de MCP 76

Figure 3.22: Plan Température/Temps de la Figure 3.21.....78

Figure 3.23: Évolution du taux de charge pour le cycle de recharge du réservoir de 1 m^3.....80

Figure 4.1: Représentation schématique du système avec réservoirs d'eau 84

Figure 4.2: Détails des circuits de décharge (1) et de recharge (2) pour les réservoirs d'eau 85

Figure 4.3: Représentation schématique du système avec réservoirs de stockage à MCP 86

Figure 4.4: Assemblage dans l'environnement TRNSYS.....88

Figure 4.5: Réservoir de stockage thermique à MCP d'un volume de 45 m^3 90

Figure 4.6: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoir de chaleur sensible lors de la $1^{ière}$ année de simulation 93

Figure 4.7: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs d'eau 94

Figure 4.8: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoir de stockage à MCP d'un volume de 45 m^3 lors de la $1^{ière}$ année de simulation 95

Figure 4.9: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP de 45 m^3.....96

Figure 4.10: Taux de charge, températures et débit pour le réservoir à MCP chaud 98

Figure 4.11: Taux de charge, température du MCP et température du fluide pour le réservoir chaud lors d'une décharge.....101

Figure 4.12: Distribution de température dans le bloc de MCP de la première et dernière colonne de blocs et la température du fluide correspondante pour deux temps donnés : a) temps = 1038 heures et b) temps = 1048 heures 103

Figure 4.13: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP d'un volume de 37.5 m^3 lors de la $1^{ière}$ année de simulation 105

Figure 4.14: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP de 37.5 m^3.....107

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

AS130	Système Avec Stockage thermique et des puits géothermiques d'une profondeur de 130 m
AS130-35	Système Avec Stockage thermique, des puits géothermiques d'une profondeur de 130 m et des pompes à chaleur ayant une capacité réduite de 35 tonnes
AS110-35	Système Avec Stockage thermique, des puits géothermiques d'une profondeur de 110 m et des pompes à chaleur ayant une capacité réduite de 35 tonnes
COP	Coefficient de performance d'une pompe à chaleur
CVAC	Chauffage, ventilation et air climatisé
MCP	Matériau à changement de phase
MDD	Maison du Développement Durable
PAC	Pompe à chaleur
SS130	Système Sans Stockage thermique et des puits d'une profondeur de 130 m
TDMA	TriDiognal Matrix Algorithm
USGPM	Gallons US par minute
VC	Volume de contrôle

A	Surface d'échange entre le fluide caloporteur et un bloc de matériau à changement de phase (m^2)
B	Distance entre deux puits géothermiques (m)
b	largeur d'un bloc de matériau à changement de phase (m)
Cp	Chaleur spécifique ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
$C_{j,i}$	Besoins thermique de la zone i, à l'heure j (W)

f_l	fraction de liquide d'un volume de contrôle d'un bloc de matériau à changement de phase
H	Profondeur d'un puits géothermique (m)
h_{conv}	coefficient d'échange thermique convectif ($W \cdot m^{-2}$)
k_{coulis}	conductivité thermique du coulis d'un puits géothermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
k_{tuyaux}	conductivité thermique des tuyaux d'un puits géothermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
k_{sol}	conductivité thermique du sol ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
L	Longueur totale d'un échangeur géothermique (m)
L	Chaleur latente du matériau à changement de phase ($J \cdot kg^{-1}$)
l	longueur d'un bloc de matériau à changement de phase (m)
L_U	Distance centre à centre des deux tuyaux du tube en U (m)
$\dot{m}$	Débit massique ($kg \cdot s^{-1}$)
NB	Nombre de puits d'un système géothermique
q_a	Charge thermique moyenne annuelle au sol (W)
q_h	Charge thermique horaire maximale au sol (W)
q_j	Charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure j (W)
$Q_{j,i}$	Charge thermique rejetée (puisée) dans la boucle thermique par la zone i à l'heure j (W)
q_m	Charge thermique moyenne mensuelle au sol (W)
R_a	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 10 ans ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
R_b	Résistance thermique équivalente d'un puits géothermique ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
R_{conv}	Résistance thermique convective à l'intérieur des tuyaux d'un puits géothermique ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
R_g	Résistance thermique du coulis d'un puits géothermique ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)

R_h	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 6 heures ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
R_m	Résistance thermique équivalente du sol pour une impulsion thermique de 1 mois ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
R_p	Résistance thermique des tuyaux d'un puits géothermique ($m \cdot K \cdot W^{-1}$)
$r_{p,\,ext}$	rayon extérieur des tuyaux d'un puits géothermique (m)
$r_{p,\,in}$	rayon intérieur des tuyaux d'un puits géothermique (m)
r_{puits}	rayon d'un puits géothermique (m)
TC	Taux de charge d'un réservoir de stockage thermique à matériau à changement de phase (%)
$T_{entrée,\,sol}$	Température à l'entrée des puits géothermiques (^oC)
T_f	Température du fluide servant à calculer l'échange convectif avec le matériau à changement de phase (^oC)
T_g	Température non perturbée du sol (^oC)
T_i	Température du volume de contrôle *i* d'un bloc de matériau à changement de phase (^oC)
Tin_source	Température du fluide à l'entrée de la pompe à chaleur du côté de la boucle géothermique (^oC)
Tin_charge	Température du fluide à l'entrée de la pompe à chaleur du côté de du bâtiment (^oC)
T_m	Température de fusion du matériau à changement de phase (^oC)
T_p	Pénalité de température du sol causé par le déséquilibre thermique annuel (^oC)
$T_{sortie,\,sol}$	Température à la sortie des puits géothermiques (^oC)
T_W	Température de la paroi d'un bloc de matériau à changement phase (^oC)
Vol	Volume d'un volume de contrôle de fluide caloporteur (m^3)

Indices

ch	chauffage
cl	climatisation
CP	volume de contrôle subissant un changement de phase
l	phase liquide
s	phase solide

Lettres grecques

δ	Épaisseur d'un bloc de matériau à matériau à changement de phase (m)
Δt	Incrément de temps considéré
ρ	Masse volumique ($kg \cdot m^{-3}$)

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1 – Compléments au Chapitre 1 116

ANNEXE 2 – Logiciels et fichiers utilisés 119

ANNEXE 3 –Description de la méthode de la capacité thermique équivalente 120

ANNEXE 4 – Guide d’utilisation du TYPE 292 135

INTRODUCTION

Trois principaux concepts sont à retenir dans le titre de ce mémoire : la géothermie, les banques thermiques et les matériaux à changement de phase.

Plusieurs types de systèmes sont utilisés pour puiser/rejeter de l'énergie dans le sol à l'aide d'une pompe à chaleur géothermique (PAC) afin de chauffer/climatiser les bâtiments. Il y a d'une part les systèmes en boucle ouverte qui utilisent directement l'eau souterraine, l'eau d'un lac, ou même l'eau de mer comme source de chaleur ou de froid. D'autre part, il y a les systèmes dits en boucle fermée. Différents designs peuvent être utilisés en fonction des contraintes de chacun des projets : espace de terrain disponible, budget, etc. Les deux principaux types de systèmes en boucle fermée sont les systèmes horizontaux et les systèmes verticaux. Les premiers, moins coûteux en termes de travaux de forage sont toutefois plus influencés par les conditions ambiantes (température de l'air, couvert de neige) et nécessitent une superficie de terrain beaucoup plus grande que les derniers. Parmi les systèmes verticaux, il existe les systèmes dits à expansion directe qui utilisent la tuyauterie circulant dans le sol directement comme évaporateur (pour le chauffage) ou comme condenseur (pour la climatisation) de la PAC. Il y a finalement les systèmes qui utilisent une boucle fermée de fluide caloporteur circulant dans le sol pour puiser ou rejeter de l'énergie. Ces derniers systèmes semblent être les mieux adaptés aux projets d'envergure de par leur efficacité et leur grand rapport d'énergie puisée ou rejetée par superficie de terrain utilisé. Une attention particulière doit néanmoins être accordée au dimensionnement des systèmes géothermiques verticaux en boucles fermées pour en assurer l'efficacité. Plusieurs méthodes existent pour réaliser de tels dimensionnements et plusieurs logiciels sont disponibles sur le marché.

Le terme « banque thermique » est utilisé pour représenter des réservoirs de stockage d'énergie. Ces derniers sont utilisés dans les bâtiments à différentes fins : niveler les charges de chauffage ou de climatisation pour économiser sur la consommation électrique de pointe, palier au problème de disponibilité de la ressource (par exemple pour l'énergie solaire thermique), profiter des tarifs énergétiques différenciés dans le temps, etc. Dans le cas des systèmes géothermiques, de tels réservoirs peuvent contribuer à réduire la capacité des PAC en fournissant au bâtiment une partie de ses besoins thermiques lors des périodes de pointe. Ce faisant, la longueur des puits géothermiques peut être réduite puisque le sol qui agit comme source ou comme puits de chaleur

est moins sollicité. Toutefois, lors de la revue de littérature, aucune étude n'a été trouvée traitant directement de l'impact du stockage thermique sur les systèmes géothermiques.

Les matériaux à changement de phase (MCP) sont utilisés comme médium de stockage d'énergie. Ils présentent certains avantages par rapport aux réservoirs d'eau à cause de leur grande densité de stockage pour une très petite plage de température. Leur température de fusion est choisie en fonction de l'application désirée. Aucun modèle de réservoir de stockage d'énergie utilisant les MCP n'est toutefois disponible dans la bibliothèque généralement accessible de l'environnement TRNSYS.

Objectifs de cette étude

Cette étude a été réalisée dans le but de répondre à plusieurs objectifs. Le premier est de documenter de façon détaillée avec calculs à l'appui la méthode d'ASHRAE pour le dimensionnement d'un champ de puits géothermiques verticaux à l'aide d'un exemple réel. Ce dernier étant un bâtiment présentement en construction situé à Montréal qui porte le nom de « Maison du développement Durable » (MDD). Afin d'améliorer ses performances, ce bâtiment devait intégrer à son système énergétique des réservoirs de stockages à MCP. Ainsi, le second objectif de ce mémoire est d'évaluer l'impact des réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques.

Organisation de ce mémoire

Ce mémoire est divisé en 4 chapitres. Le premier présente un mode d'emploi pour dimensionner un système de puits géothermiques verticaux selon la méthode présentée dans le ASHRAE Handbook (ASHRAE, 2003b). Le deuxième chapitre présente une étude réalisée pour quantifier l'impact de l'ajout de réservoirs de stockage thermique sur un système géothermique au niveau de la longueur des puits et de la consommation énergétique des pompes à chaleur. Pour ce faire, une étude de cas basée sur le bâtiment de la MDD est présentée et des réservoirs d'eau sont utilisés comme stockages thermiques. Afin d'étudier l'utilisation des matériaux à changement de phase (MCP) comme médium de stockage pour de tels systèmes, il est apparu nécessaire de développer un nouveau modèle de réservoir à MCP. Ce modèle est décrit au chapitre 3. Finalement, le chapitre 4 examine l'impact des réservoirs à MCP sur les systèmes géothermique et compare leurs performances aux réservoirs d'eau.

CHAPITRE 1 DIMENSIONNEMENT D'UN CHAMP DE PUITS GÉOTHERMIQUES VERTICAUX

1.1 Introduction

Le bon dimensionnement d'un champ de puits géothermiques verticaux en boucle fermée est important. En effet, un surdimensionnement occasionne des coûts supplémentaires tandis qu'un sous dimensionnement peut entraîner des températures de sortie des puits trop faibles (ou trop élevées) entraînant l'arrêt des pompes à chaleur.

Ce chapitre présente un mode d'emploi pour dimensionner convenablement un système de puits géothermiques verticaux selon la méthode présentée dans le ASHRAE Handbook (ASHRAE, 2003b) et modifiée par Bernier (2006). Il répond à deux objectifs : i) documenter de façon détaillée avec calculs à l'appui la méthode d'ASHRAE sur un exemple réel; ii) établir une base de référence pour les chapitres suivants qui reprennent ce même exemple, mais avec des réservoirs de stockage sensibles et à matériau à changement de phase.

1.2 Mise en contexte

La présente étude est basée sur un projet réel. Il s'agit d'un bâtiment situé à Montréal qui porte le nom de « Maison du développement durable » (MDD). Compte tenu de sa vocation, ce bâtiment est conçu pour être un modèle d'efficacité énergétique. Pour en assurer le chauffage et la climatisation, un système de pompes à chaleur reliées à des puits géothermiques verticaux est utilisé. La Figure 1.1 montre une représentation schématique d'une telle installation pour laquelle le bâtiment a été divisé en cinq zones thermiques alimentées par autant de pompes à chaleur (PAC).

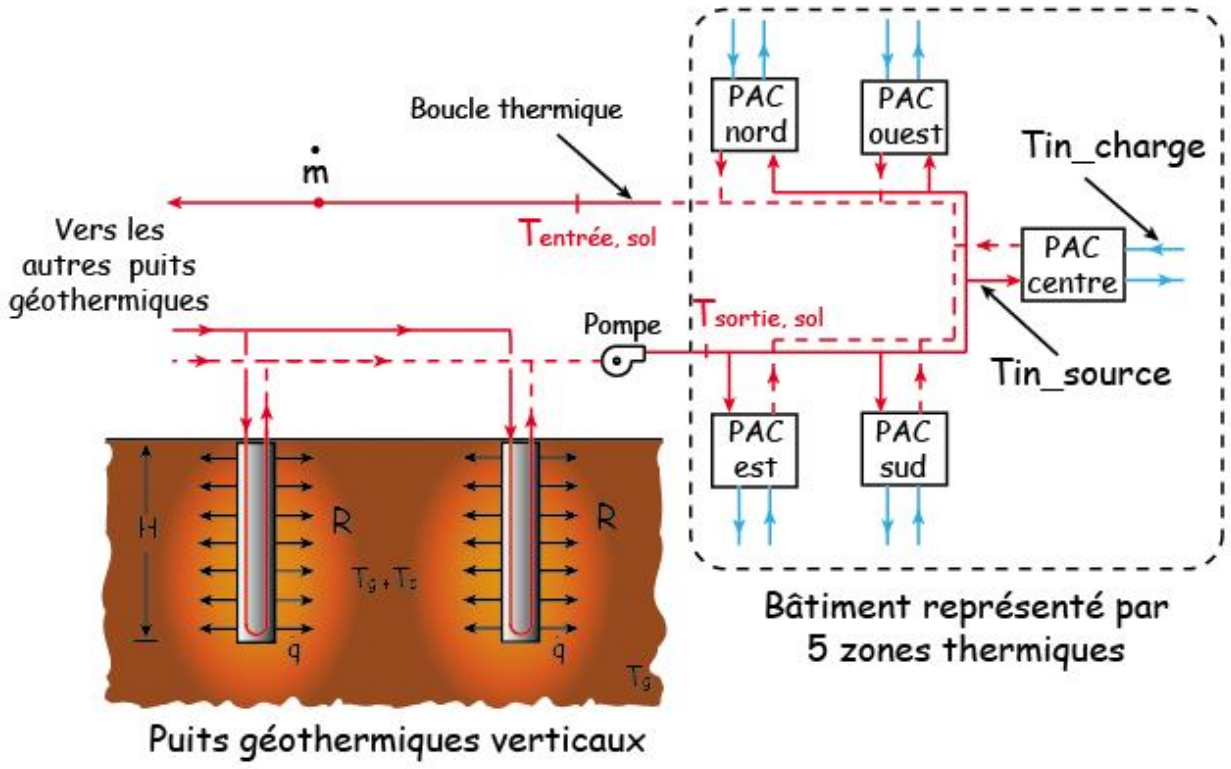


Figure 1.1: Schéma d'une installation géothermique alimentant cinq pompes à chaleur

Comme le montre la Figure 1.1, chacun des puits ainsi que le réseau de PAC à l'intérieur du bâtiment sont connectés en parallèle dans une configuration à retour renversé. Donc chaque PAC est alimentée par le fluide caloporteur à la température *Tin_source*. Bien que cette représentation en cinq zones thermiques ne corresponde pas exactement à la configuration de la MDD, elle est utilisée ici pour garder l'analyse la plus générale possible et pour faciliter la compréhension des explications qui vont suivre au niveau du calcul des charges thermiques au sol.

1.2.1 Besoins thermiques du bâtiment

Le bâtiment de la MDD a une surface de 6000 m^2 répartie sur 5 étages. Les besoins horaires de ce bâtiment ont été évalués lors de la conception préliminaire. Le profil de charge résultant, présenté à la Figure 1.2, est pratiquement équilibré entre le chauffage et la climatisation avec une charge de pointe d'environ 420 kW dans les deux cas. Ces charges horaires représentent le bilan global des cinq zones thermiques présentées à la Figure 1.1.

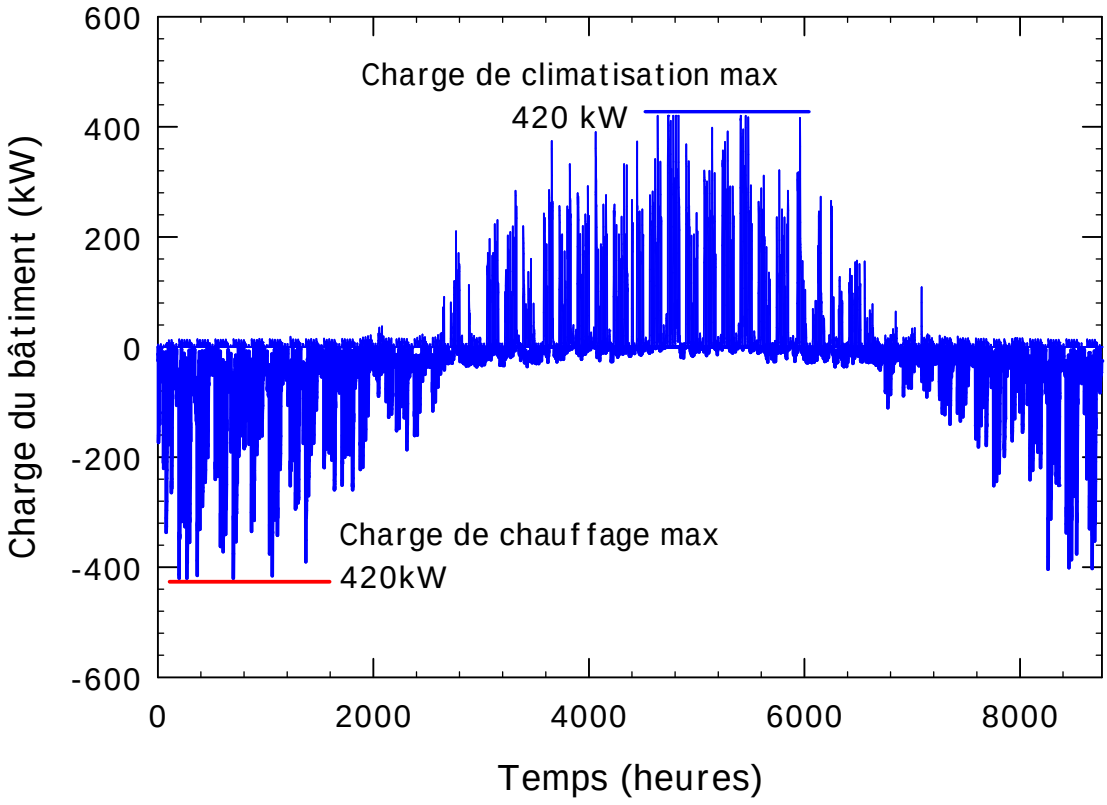
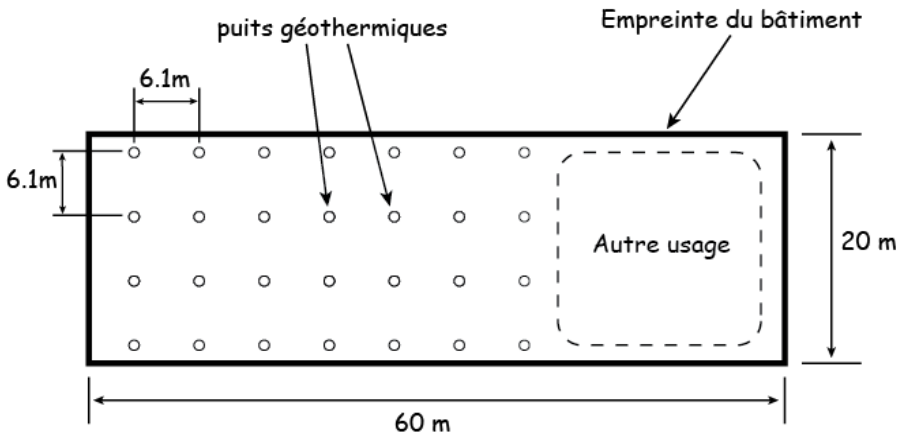


Figure 1.2: Besoins horaires du bâtiment étudié

1.2.2 Puits géothermiques et conditions géologiques

Pour des considérations d'espace de terrain disponible, l'installation des puits géothermiques a été réalisée sous le bâtiment. Ce dernier ayant une empreinte au sol d'environ 20 m par 60 m, un nombre maximal de 28 puits a été choisi dans une configuration de 7×4 avec un espacement entre chaque puits de 6.1 m. La Figure 1.3 montre cet arrangement.



a)

b)

Figure 1.3: a) Empreinte du bâtiment et position approximative des puits géothermiques; b) Photo montrant l'emplacement de quelques puits sur le site de la MDD

La Figure 1.4 montre une coupe transversale des puits géothermiques. Il s'agit d'une configuration à simple U, i.e., que l'échangeur géothermique est formé de 2 tuyaux, un qui achemine le fluide vers le bas et l'autre qui le ramène vers le haut. Des espaceurs sont utilisés ce qui permet d'écarter les deux tuyaux de façon à ce qu'ils s'appuient sur la paroi du puits améliorant ainsi le transfert thermique vers le sol. Un coulis de haute conductivité thermique est utilisé. Les caractéristiques du puits sont présentées au Tableau 1.1.

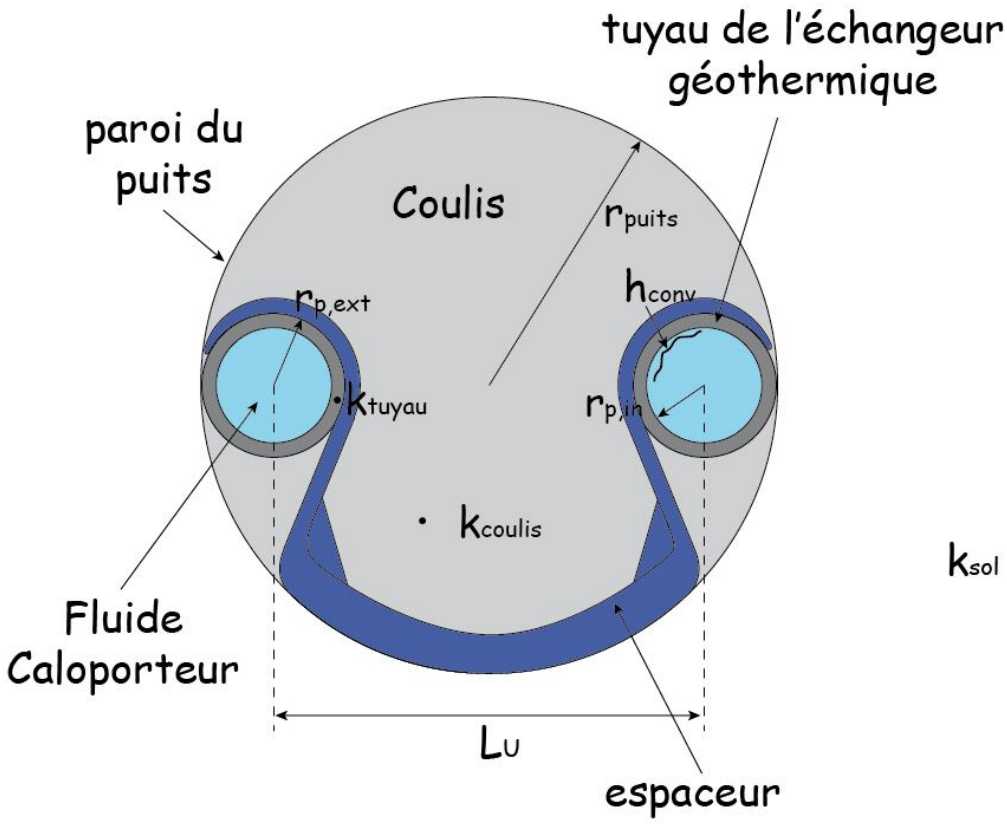


Figure 1.4: Coupe transversale d'un puits géothermique vertical

Bien qu'il existe aussi des façons d'approximer les propriétés du sol en fonction de la stratigraphie obtenus lors des opérations de forage (Banks, 2008), il est préférable d'effectuer un essai de réponse thermique. Un tel essai a été réalisé à la MDD à l'aide d'un puits test afin de connaître avec précision les caractéristiques thermiques du sol et de déterminer la résistance thermique du puits tel que construit. Le Tableau 1.1 présente les résultats de cet essai.

Tableau 1.1: Caractéristiques du champ de puits géothermiques utilisés dans cette étude

Paramètre		
Sol		
Conductivité thermique	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	3.67 *
Diffusivité thermique	(m^2/jour)	0.148 *
Température du sol non perturbée	(°C)	12.08 *
Champ de puits		
Nombre total de puits	(-)	28
Espacement	(m)	6.1
Profondeur de tête	(m)	1
Puits		
Résistance thermique	($m \cdot K \cdot W^{-1}$)	0.082
$r_{p,in}$	(m)	0.01725
$r_{p,\ ext}$	(m)	0.0211
k_{tuyaux}	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.42
r_{puits}	(m)	0.075
h_{conv}	($W \cdot m^{-2}$)	1000
L_U	(m)	0.1078
k_{coulis}	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	1.61
k_{sol}	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	3.67

* Essai de réponse thermique (Geo-Energie inc., 2009)

1.2.3 Fluide caloporteur et débit massique

Le fluide caloporteur utilisé est le propylène glycol 25% dont la chaleur spécifique *Cp* est de 3.972 $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$, et la masse volumique est de 1020 kg/m^3. Le débit total de fluide caloporteur circulant dans les systèmes géothermiques ($\dot{m}$ sur la Figure 1.1) est généralement déterminé en fonction des besoins thermiques maximaux du bâtiment. Il est généralement reconnu qu'un débit de 3 USGPM par tonne de réfrigération est adéquat pour un appareil de réfrigération comme une pompe à chaleur. En unités SI, ceci équivaut à un débit volumique de 0.05 L/s par kW de charge

de réfrigération. En considérant des besoins thermiques maximaux de 420 kW, le débit massique total est donc de 21 kg/s.

1.2.4 Pompes à chaleur : Températures de design et COP

Les pompes à chaleur utilisées dans cet exemple de calcul ont été sélectionnées dans une étape préliminaire du design de la MDD. Cette sélection s'effectue en fonction des températures maximum et minimum tolérées par les PAC du côté source, c'est-à-dire du côté de la boucle géothermique (*Tin_source* (voir Figure 1.1)). Les PAC choisies ont des températures limites d'opération en climatisation et en chauffage de 38 ^{o}C et de -3 ^{o}C, respectivement. Pour assurer une certaine marge de sécurité au fonctionnement de ces PAC, des températures de design en climatisation et en chauffage de 33 ^{o}C et de 0 ^{o}C ont été choisies. Ces températures sont utilisées lors du calcul de la longueur de puits requise.

Les coefficients de performance (COP) des PAC correspondants à ces températures sont utilisés afin d'évaluer, à partir des besoins thermiques du bâtiment, la quantité d'énergie qui sera puisée ou rejetée dans le sol. Ces valeurs de COP sont de 3.3 en chauffage et de 4.9 en climatisation.

1.3 L'équation d'ASHRAE

L'équation (1.1) présente l'équation recommandée par ASHRAE (2003b) pour dimensionner un système géothermique vertical en boucle fermée.

$$L = \frac{q_h R_b + q_a R_a + q_m R_m + q_h R_h}{(T_g + T_p) - \dfrac{T_{sortie,sol} + T_{entrée,sol}}{2}} \tag{1.1}$$

où L est la longueur totale de l'échangeur géothermique (somme de la longueur de tous les puits), T_g est la température non perturbé du sol, et T_p est la pénalité de température. Cette dernière représente un facteur de correction sur la température non perturbé du sol pour tenir compte de l'interaction thermique entre plusieurs puits (pour un champ d'un seul puits, T_p = 0). Les termes $T_{sortie,sol}$ et $T_{entrée,sol}$ sont les températures à la sortie et à l'entrée des puits géothermiques pour les conditions de design. Les termes q_a, q_m et q_h sont, respectivement, la charge thermique moyenne annuelle au sol, la charge thermique moyenne mensuelle pour le mois de design, et la charge thermique horaire de pointe au sol. Les termes R_a, R_m et R_h représentent les résistances

thermiques équivalentes du sol pour des périodes respectives de plusieurs années (typiquement 10 ans), un mois et quelques heures. R_b est la résistance thermique équivalente du puits.

L'équation (1.1) évalue la longueur nécessaire de l'échangeur géothermique pour le pire scénario possible pour trois impulsions thermiques successives. Si par exemple, un système est dimensionné sur un horizon de 10 ans et que la charge horaire de pointe au sol est d'une durée de 6 heures, alors, tel que montré à la Figure 1.5, les trois impulsions successives seront d'une durée de 10 ans suivi de périodes d'un 1 mois et de 6 heures.

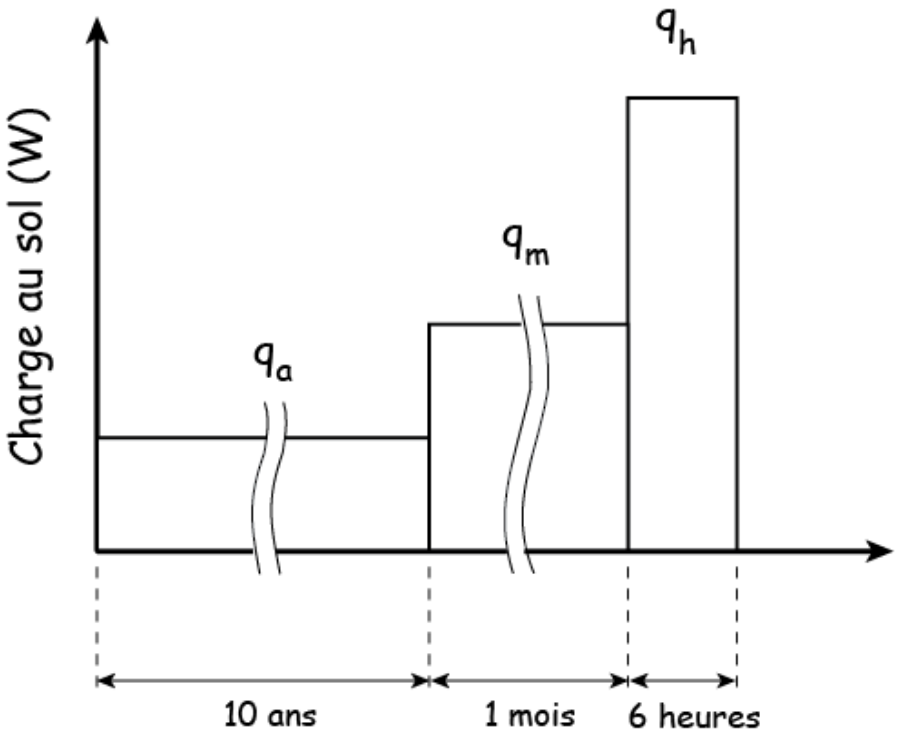


Figure 1.5: Représentation schématique des trois impulsions thermiques consécutives au sol.

L'équation (1.1) est solutionnée deux fois, soit pour les pires conditions en chauffage et en climatisation. La valeur maximum déterminera la longueur requise de l'échangeur. Les paragraphes suivants fournissent des détails sur chacun des termes de l'équation (1.1).

1.4 Les charges au sol

Les charges thermiques au sol représentent l'énergie puisée ou rejetée dans le sol par les PAC. Les différentes charges au sol à considérer dans le calcul de la longueur d'un échangeur

géothermique (q_a, q_m et q_h) sont obtenues à partir des besoins thermiques horaires du bâtiment (voir Figure 1.2) et du coefficient de performance (COP) de la (ou des) PAC (voir Section 1.2.4). Par convention, dans les explications suivantes, les charges thermiques au sol en chauffage sont considérées positives alors que les besoins horaires du bâtiment en chauffage sont négatifs.

1.4.1 Le terme q_h

Les charges thermiques horaires au sol sont calculées à partir des besoins thermiques horaires de chacune des cinq zones:

$$q_j = -\sum_{i=1}^{5} Q_{j,i} = -\sum_{i=1}^{5}\left[C_{j,i} \times \left(1 \pm \frac{1}{COP_{i,PAC}} \right) \right] \qquad \text{(kW)} \qquad (1.2)$$

où (signe « + » en climatisation et « - » en chauffage)

q_j est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure j;

$Q_{j,i}$ est la charge thermique rejetée (puisée) dans la boucle thermique par la zone i à l'heure j;

$C_{j,i}$ représente les besoins thermiques de la zone i à l'heure j;

$COP_{i,PAC}$ est le COP de la PAC de la zone i pour le mode en cours (chauffage si $C_{j,i}$ est négatif et climatisation si $C_{j,i}$ est positif.

Ce calcul est effectué pour chaque heure de l'année et les valeurs de q_h en climatisation et en chauffage sont obtenues pour chaque mois en prenant les valeurs maximum et minimum de chaque mois:

$$\begin{aligned} &q_h(\textit{chauffage) pour chaque mois=Maximum de } q_j \textit{ durant le mois} \\ &q_h(\textit{climatisation) pour chaque mois=Minimum de } q_j \textit{ durant le mois} \end{aligned} \qquad (1.3)$$

Finalement les valeurs de q_h requises à l'équation (1.1) sont les valeurs maximum et minimum parmi les 12 valeurs mensuelles.

1.4.2 Le terme q_m

La valeur de q_m est évaluée de la façon suivante:

$$q_{m,i} = \frac{\sum_{k=1}^{n} q_{k,i} \cdot \Delta t}{n} \qquad \text{(kW)} \qquad (1.4)$$

où n est le nombre d'heures dans le mois i et Δt est le pas de temps des charges du bâtiment (généralement une heure). Le terme $q_{k,i}$ est la charge thermique rejetée (puisée) dans le sol à l'heure k du mois i.

La valeur à utiliser dans l'équation (1.1) est celle calculée pour le mois où q_h se produit (q_h maximum pour la longueur en chauffage et q_h minimum pour la longueur en climatisation, voir équation (1.3)).

1.4.3 Le terme q_a

La charge thermique moyenne annuelle correspond au déséquilibre thermique annuel du sol. Il s'agit d'une valeur qui s'applique autant pour le calcul de la longueur en climatisation qu'en chauffage. Pour calculer ce déséquilibre thermique, l'équation (1.5) est utilisée :

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{8760} q_{h,i} \cdot \Delta t}{8760} \qquad \text{(kW)} \qquad (1.5)$$

1.4.4 Évaluation de q_h, q_m, et q_a pour les besoins thermiques de la MDD

Les valeurs de q_h, q_m, et q_a calculées à partir des besoins horaires données à la Figure 1.2 sont montrées au Tableau 1.2. Les colonnes *besoins thermiques horaires max* en chauffage et en climatisation représentent les besoins thermiques horaires de pointe du bâtiment pour chacun des mois en chauffage et en climatisation. Les colonnes *besoins totaux mensuels* en chauffage et en climatisation représentent les totaux mensuels des besoins thermiques du bâtiment en chauffage et en climatisation. Les trois dernières colonnes de droite du Tableau 1.2 représentent respectivement la charge au sol horaire maximale en chauffage et en climatisation (q_h) et la charge au sol moyenne mensuelle (q_m). On remarque que pour la climatisation, les valeurs de q_h et q_m sont de -506 et -100 kW, respectivement, alors qu'en chauffage ces valeurs sont de 293 et 76 kW. Le déséquilibre thermique annuel du sol q_a, présenté au bas du Tableau 1.2, est égal à -4.63 kW. Par convention, la valeur négative indique que le rejet thermique dans le sol est supérieur à l'extraction.

1.4.5 Procédure sans simulation horaire

Les ingénieurs concepteurs ne connaissent pas nécessairement les charges heure par heure d'un bâtiment mais ont souvent une excellente idée des besoins thermiques de pointe de celui-ci ainsi que des besoins totaux mensuels de chaque mois.

Cette section explique comment obtenir les valeurs des charges thermiques au sol (q_a, q_m et q_h) à partir de ces informations partielles. Pour fins de calculs, les besoins thermiques de pointe ainsi que les besoins totaux mensuels présentés au Tableau 1.2 seront utilisés.

Tableau 1.2: Besoins thermiques et charges au sol pour le calcul de longueur des puits géothermiques

		CHAUFFAGE		CLIMATISATION		CHARGES AU SOL		
	heures par mois	besoins thermiques horaires max	besoins totaux mensuels	besoins thermiques horaires max	besoins totaux mensuels	charge au sol max chauffage (qh)	charge au sol max climatisation (qh)	charge au sol mensuelle (qm)
		kW	**kWh**	**kW**	**kWh**	**kW**	**kW**	**kW**
janvier	744	-420	-85302	14	2157	293	-17	76
février	672	-416	-66082	19	2156	290	-22	65
mars	744	-260	-45806	38	3010	181	-45	38
avril	720	-186	-23651	210	6663	130	-253	12
mai	744	-36	-9352	284	24819	25	-342	-31
juin	720	-27	-3222	391	49116	19	-470	-79
juillet	744	-20	-1541	420	62538	14	-506	-100
août	744	-27	-1927	420	61324	19	-506	-97
septembre	720	-36	-7418	416	26096	25	-501	-36
octobre	744	-121	-17993	155	5312	84	-187	8
novembre	720	-252	-36790	19	2655	176	-23	31
décembre	744	-404	-71220	16	2215	281	-19	63
Total			-370304		248060			
		COP en chauffage =		3.3		déséquilibre thermique annuel du sol (qa)		
		COP en climatisation =		4.9		-4.63	kW	

1.4.5.1 Le terme q_h

À partir des besoins thermiques de pointe de chaque mois, la valeur de q_h est:

$$q_{h,chauffage} = -Besoins\_horaire\_max_{ch} \times \left(1 - \frac{1}{COP_{ch}}\right) = -(-420\ kW) \times \left(1 - \frac{1}{3.3}\right) = 292.73\ kW$$
$$q_{h,climatisation} = -Besoins\_horaire\_max_{cl} \times \left(1 + \frac{1}{COP_{cl}}\right) = -420\ kW \times \left(1 + \frac{1}{4.9}\right) = -505.71\ kW \quad (1.6)$$

où $q_{h,\ chauffage}$ est calculé pour le mois de janvier et $q_{h,climatisation}$ pour le mois de juillet.

1.4.5.2 Le terme q_m

La valeur de q_m est obtenue ainsi :

$$q_m = \frac{\left(\text{-}besoins\ totaux\ mensuels_{ch}\right) \times \left(1 - \frac{1}{COP_{ch}}\right) + \left(\text{-}besoins\ totaux\ mensuels_{cl}\right) \times \left(1 + \frac{1}{COP_{cl}}\right)}{nombre\ d'heure\ dans\ le\ mois} \quad (1.7)$$

Pour le mois de janvier la valeur de q_m est :

$$q_{m,\ janvier} = \frac{-(-85302) \times \left(1 - \frac{1}{3.3}\right) - (2157) \times \left(1 + \frac{1}{4.9}\right)}{744} = 76\ kW \quad (1.8)$$

et pour le mois de juillet :

$$q_{m,août} = \frac{-(-1541) \times \left(1 - \frac{1}{3.3}\right) - (62538) \times \left(1 + \frac{1}{4.9}\right)}{744} = -100\ kW \quad (1.9)$$

1.4.5.3 Le terme q_a

La valeur de q_a est calculée à partir des valeurs de q_m de chaque mois et du nombre d'heure de chacun de ces mois:

$$q_a = \frac{\sum_{i=1}^{12} \left(q_{m,i} \cdot n_i\right)}{nombre\ d'heure\ dans\ l'année} \quad (1.10)$$
$$q_a = \frac{-40559}{8760} = -4.63\ kW$$

où $q_{m,i}$ est la charge moyenne mensuelle au sol pour le mois i et n_i est le nombre d'heure du mois. Il est important de remarquer que q_a ne se calcule pas simplement en prenant la moyenne des q_m de chaque mois (la dernière colonne du Tableau 1.2) puisque le nombre d'heure diffère d'un mois à l'autre.

1.5 Les températures

1.5.1 Le terme T_g

La température du sol non perturbé peut être obtenue à partir de différentes sources. Une approximation de celle-ci peut être fait en considérant la température moyenne de l'air sur une année (Hellström, 1991). Cependant, l'essai de réponse thermique permet d'obtenir une valeur in-situ beaucoup plus précise. Dans ce cas-ci, T_g a été évaluée à 12.08 °C (voir Tableau 1.1).

1.5.2 Les termes $T_{entrée,sol}$ et $T_{sortie,sol}$

Les températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques ($T_{entrée,sol}$ et $T_{sortie,sol}$) sont déterminées pour les conditions de design. La valeur de $T_{sortie,}$sol ,qui est aussi la température à l'entrée des PAC, a été fixée à 0 °C en chauffage et à 33 °C en climatisation. Des recommandations quant à la sélection de cette température sont aussi données par Caneta (1995). Par exemple, pour un bâtiment qui a principalement des zones périphériques et qui est situé en Amérique du Nord, il est recommandé d'utiliser une valeur de $T_{sortie,sol}$ égale à 32.2 ^{o}C (en climatisation) et -1 ^{o}C (en chauffage). La température à l'entrée des puits est obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur l'échangeur géothermique :

$$T_{entrée,sol} = T_{sortie,sol} - \frac{q_h}{\dot{m} \cdot Cp} \tag{1.11}$$

où $\dot{m}$ est le débit massique de fluide caloporteur (21.0 kg/s), Cp est la chaleur spécifique (3.972 kJ·kg^{-1}·K^{-1}) et q_h est la charge de pointe au sol en chauffage ou en climatisation. Les températures du fluide à la sortie des puits géothermiques pour le calcul de la longueur en chauffage et en climatisation sont donc :

$$\begin{aligned} T_{entrée,sol,chauffage} &= 0 - \frac{293}{21 \times 3.972} = -3.5\ ^{\circ}C \\ T_{entrée,sol,climatisation} &= 33 - \frac{-506}{21 \times 3.972} = 39.0\ ^{\circ}C \end{aligned} \tag{1.12}$$

1.5.3 Le terme T_p

Tel que montré par Bernier et al. (2008), la pénalité de température peut avoir un impact très important sur la longueur calculée d'un échangeur géothermique. Ces derniers préconisent deux méthodes pour calculer T_p. La première est basée sur les « *g-functions* » de Eskilson (1987). Cette méthode n'est toutefois pas pratique pour un concepteur car elle fait appel à des « *g-functions* » qui ne sont disponibles que pour certaines géométries. Bernier et al. (2008) proposent, comme deuxième approche, une corrélation pour calculer T_p, basée sur la fonction de corrélation F, qui dépend de quatre paramètres et prend la forme suivante :

$$T_p = \frac{q_a}{2\pi k} F(t/t_s, B/H, NB, A) \tag{1.13}$$

où H est la profondeur des puits, B est l'espacement entre deux puits (un maillage rectangulaire est considéré et B est supposé constant dans tout le champ de puits), NB est le nombre de puits, A est le rapport entre le nombre de puits sur le plus long côté et le nombre de puits sur le plus petit côté, et t_s est un temps caractéristique non dimensionnel qui correspond à $H^2/9\alpha$ (α est la diffusivité thermique du sol). La fonction de corrélation F a la forme suivante :

$$F = \sum_{i=0}^{36} b_i \times c_i \tag{1.14}$$

Les coefficients de l'équation (1.14) sont donnés à l'annexe 1. Cette corrélation a toutefois quelques restrictions. Premièrement, elle n'est valide que pour une valeur constante de B. De plus, les paramètres de l'équation (1.14) ne sont valides que pour les conditions suivantes :

$$\begin{gathered} -2 \le \ln(t/t_s) \le 3 \\ 4 \le NB \le 144 \\ 11 \le A \le 9 \\ 0.05 \le B/H \le 0.1 \end{gathered} \tag{1.15}$$

Bernier et al. (2008) rapportent que la différence entre la valeur de T_p calculée avec l'équation (1.14) et celle obtenue grâce aux « *g-functions* » de Eskilson (1987) est inférieure à 10 % pour la plupart des conditions d'opération. Comme le montre l'équation (1.15), la corrélation n'est valide que pour $NB \geq 4$. Les champs des puits de deux ou trois puits ne sont donc pas couverts par cette méthode. Pour de tel cas, la température de pénalité doit être calculée avec la méthode proposée par Bernier et al. (2008) basée sur les travaux de Eskilson (1987). Toutefois, les champs de puits

de deux ou trois puits ont généralement de faible valeurs de T_p puisqu'il y a moins d'interaction thermique.

Il est à noter que T_p est obtenue par calculs itératifs car elle dépend de la longueur des puits et que celle-ci dépend de la valeur de T_p. Ce calcul itératif est présenté à la Section 1.7.

1.6 Les résistances thermiques

1.6.1 Les résistances thermiques équivalentes du sol : R_a, R_m et R_h.

Les résistances thermiques équivalentes du sol tiennent compte du transfert de chaleur transitoire entre la paroi d'un puits géothermique et la température du sol non perturbé. L'approche utilisée ici est celle contenue dans le ASHRAE handbook (ASHRAE, 2003b). Cette approche est basée sur la solution de la source cylindrique infinie introduite par Carslaw et Jaeger (1947) combinée à la superposition temporelle proposé par Ingersoll et Plass (1948) et modifié par Bernier (2000). Ces résistances thermiques équivalentes sont données par les expressions suivantes:

$$R_h = \frac{1}{k} G(\alpha t_h / r_{puits}^2)$$

$$R_m = \frac{1}{k}\left[G(\alpha t_{m+h} / r_{puits}^2) - G(\alpha t_h / r_{puits}^2) \right] \qquad (1.16)$$

$$R_a = \frac{1}{k}\left[G(\alpha t_{a+m+h} / r_{puits}^2) - G(\alpha t_{m+h} / r_{puits}^2) \right]$$

où

k représente la conductivité thermique du sol ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)

G représente la solution analytique de la source cylindrique

α est la diffusivité thermique du sol (m^2/jour)

r_{puits} est le rayon des puits géothermiques.

Les indices *a, m et h* apposées au temps *t* représentent la durée des trois impulsions thermiques décrites plus tôt.

Afin d'éviter le calcul relativement complexe de la fonction *G*, Philippe et al. (2010) proposent des corrélations pour des impulsions thermiques d'une durée de 10 ans, 1 mois et 6 heures. Les différentes résistances thermiques sont représentées par l'expression suivante :

$$R = \frac{1}{k} f(\alpha, r_{puits})$$
$$f = a_0 + a_1 r_{puits} + a_2 r_{puits}^2 + a_3 \alpha + a_4 \alpha^2 + a_5 \ln(\alpha) + a_6 \ln(\alpha)^2 + a_7 r_{puits} \alpha + a_8 r_{puits} \ln(\alpha) + a_9 \alpha \ln(\alpha) \quad (1.17)$$

Comme le montre l'équation (1.17), la fonction de corrélation *f*, ne dépend que de deux paramètres dimensionnels, α et r_{puits}, exprimé respectivement en m^2/jour et en m. Les coefficients de corrélation pour f_{6h}, f_{1m} et f_{10ans} sont données à l'annexe 1. En utilisant les valeurs du Tableau 1.1, les résistances thermiques sont donc égales à :

$$R_h = 0.0639\ m \cdot K \cdot W^{-1}$$
$$R_m = 0.0986\ m \cdot K \cdot W^{-1} \quad (1.18)$$
$$R_a = 0.1040\ m \cdot K \cdot W^{-1}$$

1.6.1.1 Résistance thermique équivalente du puits

La résistance thermique équivalente d'un puits est la résistance thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du puits (voir Figure 1.4). Pour calculer cette résistance, l'hypothèse d'une température du fluide constante le long du tube en U (voir Figure 1.1) est utilisée. Cette température est supposée égale à la moyenne des températures à l'entrée et à la sortie des puits géothermiques :

$$T_m = \frac{(T_{entrée,sol} + T_{sortie,sol})}{2} \quad (1.19)$$

La résistance thermique équivalente du puits est composée de trois résistances thermiques élémentaires et prend la forme suivante :

$$R_b = R_g + \frac{R_p + R_{conv}}{2} \quad (1.20)$$

Ces trois résistances thermiques, R_g, R_p et R_{conv}, sont respectivement la résistance du coulis, la résistance (par conduction) de chacun des tuyaux et la résistance convective à l'intérieur de chacun des tuyaux. Hellström (1991) a proposé de calculer ces résistances par les équations analytiques suivantes :

$$R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{p,in} h_{conv}} \quad (1.21)$$

$$R_p = \frac{\ln(r_{p,ext} / r_{p,in})}{2\pi k_{tuyau}} \tag{1.22}$$

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_{coulis}} \left[\ln\left(\frac{r_{puits}}{r_{p,ext}}\right) + \ln\left(\frac{r_{puits}}{L_U}\right) + \frac{k_{coulis} - k_{sol}}{k_{coulis} + k_{sol}} \cdot \ln\left(\frac{r_{puits}^4}{r_{puits}^4 - \left(\frac{L_U}{2}\right)^4} \right) \right] \tag{1.23}$$

où h_{conv} est le coefficient de convection entre le fluide et le tuyau, $r_{p,in}$ et $r_{p,ext}$ sont respectivement les rayons intérieur et extérieur du tuyau, k_{tuyau} est la conductivité thermique du tuyau, k_{coulis} est la conductivité thermique du coulis, r_{puits} est le rayon du puits, L_U est la distance centre à centre entre les deux tuyaux du tube en U et k_{sol} est la conductivité thermique du sol. La Figure 1.4 qui montre une coupe transversale d'un puits géothermique illustre ces différentes dimensions et propriétés.

Pour l'exemple traité ici, les paramètres des équations (1.21) à (1.23) sont donnés au Tableau 1.1. En solutionnant les équations (1.21) à (1.23) et ensuite l'équation (1.20):

$$\begin{aligned}
R_{conv} &= \frac{1}{2\pi(0.01725)(1000)} = 0.0092 \ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_p &= \frac{\ln(0.0211/0.01725)}{2\pi(0.42)} = 0.0763 \ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_g &= \frac{1}{4\pi(1.61)} \left[\ln\left(\frac{0.075}{0.0211}\right) + \ln\left(\frac{0.075}{0.1078}\right) + \frac{1.61-3.67}{1.61+3.67} \cdot \ln\left(\frac{0.075^4}{0.075^4 - \left(\frac{0.1078}{2}\right)^4} \right) \right] = 0.0388 \ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_b &= 0.0388 + \frac{0.076 + 0.009}{2} = 0.0816 \ m \cdot K \cdot W^{-1}
\end{aligned} \tag{1.24}$$

1.7 Calcul de la longueur

Les calculs relatifs à la détermination de la longueur totale de l'échangeur sont présentés ci-dessous. Ce sont les besoins en climatisation qui dominent et uniquement les calculs relatifs à ce mode sont présentés. Quelques itérations sont nécessaires car la valeur de T_p est a priori inconnue puisque sa valeur dépend de la longueur.

$$
\begin{aligned}
q_h &= 505713\ W \\
q_m &= 100000\ W \\
q_a &= 4634\ W \\
T_g &= 12.08\ ^\circ C \\
T_{entrée,\ sol} &= 33\ ^\circ C \\
T_{sortie,\ sol} &= 39\ ^\circ C \\
R_h &= 0.0639\ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_m &= 0.0986\ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_a &= 0.104\ m \cdot K \cdot W^{-1} \\
R_b &= 0.0816\ m \cdot K \cdot W^{-1}
\end{aligned}
\tag{1.25}
$$

Itération 1 : T_p = 0 ^{o}C

$$
L_{cl} = \frac{(-505713 \times 0.0816) + (-4634 \times 0.104) + (-100000 \times 0.0986) + (-505713 \times 0.0639)}{(12.08 + 0) - \frac{(33.0 + 39.0)}{2}} \tag{1.26}
$$

$$L_{cl} = 3508.5\ m$$

Avec cette longueur T_p peut être calculé comme décrit à la section 1.5.3 et donne 1.04 ^{o}C

Itération 2 : T_p = 1.04 ^{o}C

$$
L_{cl} = \frac{(-505713 \times 0.0816) + (-4634 \times 0.104) + (-100000 \times 0.0986) + (-505713 \times 0.0639)}{(12.08 + 1.04) - \frac{(33.0 + 39)}{2}} \tag{1.27}
$$

$$L_{cl} = 3668\ m$$

Itération 3 : T_p = 0.99^{o}C

$$
L_{cl} = \frac{(-505713 \times 0.0816) + (-4634 \times 0.104) + (-100000 \times 0.0986) + (-505713 \times 0.0639)}{(12.08 + 0.99) - \frac{(33.0 + 39)}{2}} \tag{1.28}
$$

$$L_{cl} = 3660\ m$$

Itération 4 : T_p = 0.992^{o}C

$$L_{cl} = \frac{(-505713 \times 0.0816) + (-4634 \times 0.104) + (-100000 \times 0.0986) + (-505713 \times 0.0639)}{(12.08 + 0.992) - \frac{(33.0 + 39)}{2}} \quad (1.29)$$

$$L_{cl} = 3660\ m$$

Itération 5 : T_p = 0.992 °C

La longueur et la valeur de T_p ont convergé et sont donc égale à

$$T_p = 0.992\ ^{\circ}C$$
$$L_{cl} = 3660\ m \quad (1.30)$$
$$H = \textit{longueur de chacun des puits} = 130.7\ m$$

Il est à noter que d'après l'équation (1.15), le calcul n'est valide que pour une valeur de B/H comprise entre 0.05 et 0.1. Toutefois, avec B = 6.1m (voir Tableau 1.1), la valeur de B/H est de 0.047. Cette valeur étant très près de 0.05, le résultat est considéré acceptable.

Une analyse de l'équation (1.29) permet d'établir l'importance relative des différentes charges au sol :

$$L_{cl} = \frac{\overset{49.2}{(-505713 \times 0.0816)} + \overset{0.6}{(-4634 \times 0.104)} + \overset{11.7}{(-100000 \times 0.0986)} + \overset{38.5}{(-505713 \times 0.0639)}}{(12.08 + 0.992) - \frac{(33.0 + 39)}{2}} \quad (1.31)$$

$$L_{cl} = 3660\ m$$

Les chiffres au dessus de l'équation (1.31) représentent le pourcentage de la longueur attribuable à chacun des termes. Ainsi, q_h qui est présent dans le premier et le dernier terme de cette équation est responsable d'environ 87% de la longueur des puits.

Finalement, il est utile de comparer la longueur obtenue à l'aide des trois impulsions thermiques aux résultats obtenus au moyen de simulations horaires. La figure suivante montre l'évolution de la température à la sortie des puits géothermiques pour une période de 10 ans.

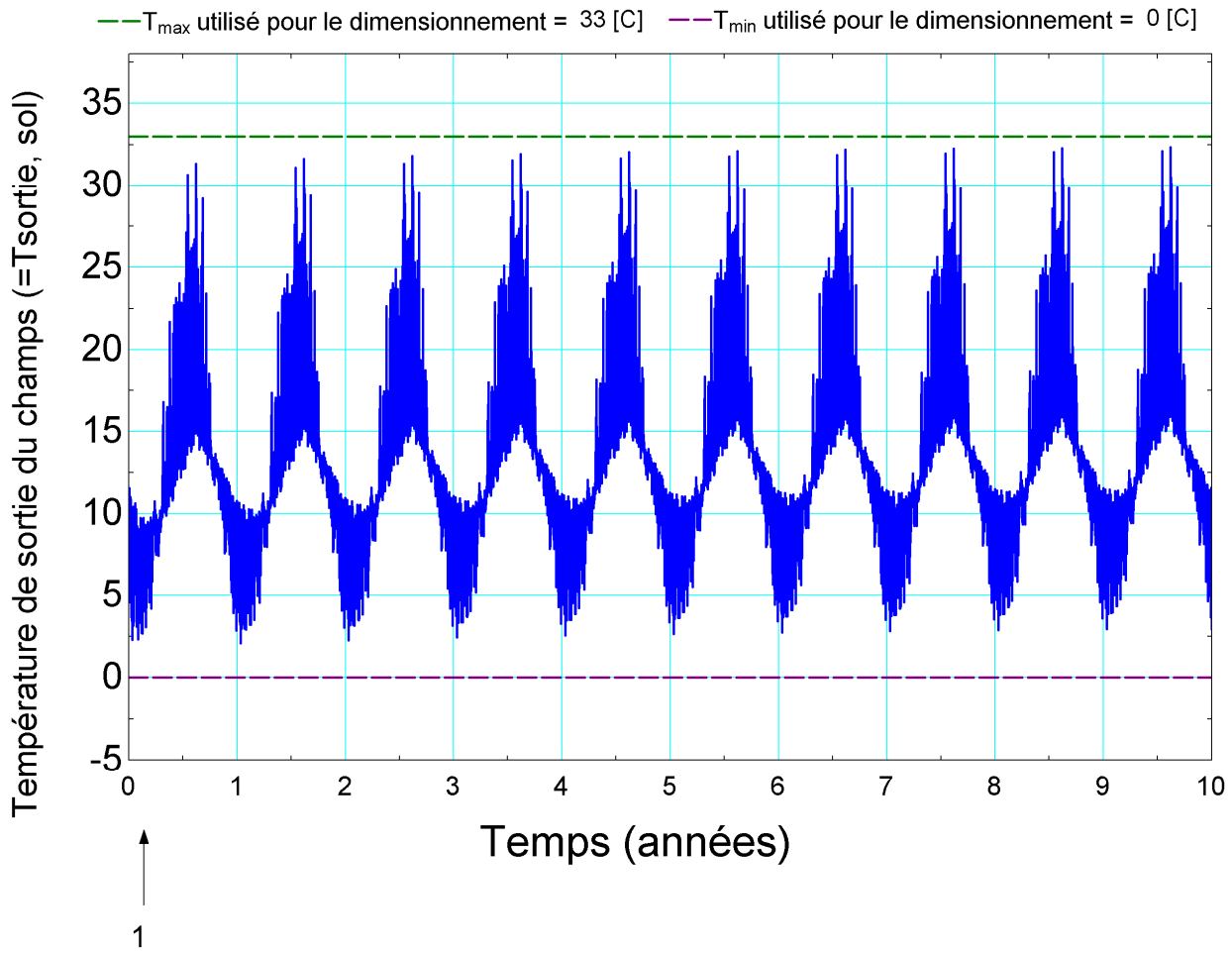


Figure 1.6: Évolution de la température à la sortie des puits géothermiques pour une période de 10 ans

Cette simulation a été réalisée à l'aide du logiciel de dimensionnement géothermique GeoEase (Bernier et al., 2003) en utilisant les mêmes données que celles présentées dans ce chapitre. Une longueur de 3660 m a été utilisée et le logiciel calcule à chaque heure la température de sortie du champ. On remarque que cette température atteint 33 ^{o}C à la fin de la dixième année ce qui correspond à l'hypothèse de départ utilisée pour le dimensionnement. Donc, l'utilisation des trois impulsions thermiques pour représenter le profil de charge sur 10 ans est adéquat. Cette figure montre bien l'effet du déséquilibre thermique annuel. En effet, la température augmente d'environ 1 ^{o}C au bout de 10 ans. Il va sans dire que ces simulations horaires sont beaucoup plus coûteuses en temps de calcul que l'équation de la longueur de l'ASHRAE.

CHAPITRE 2 IMPACT DES RÉSERVOIRS DE STOCKAGE THERMIQUE SUR LES SYSTÈMES GÉOTHERMIQUES

2.1 Introduction

L'utilisation de l'énergie géothermique pour le chauffage et la climatisation de bâtiments est de plus en plus répandue dans le monde (Lund et al., 2005). De tels systèmes sont généralement plus coûteux que les systèmes de chauffage/climatisation conventionnels étant donné les coûts importants reliés aux travaux de forage des puits géothermiques. Les systèmes de stockage thermique sont aussi largement utilisés dans les bâtiments (ASHRAE, 2003a). Ils peuvent entre autres servir à réduire la taille des équipements de chauffage/climatisation en permettant un décalage entre la production de l'énergie et son utilisation. Ces systèmes peuvent aussi servir à améliorer l'opération d'un système de chauffage, ventilation et air-climatisée (CVAC) en permettant l'augmentation du coefficient de performance des appareils. Adam et al. (2003) ont étudié l'avantage économique d'utiliser un stockage jumelé à un système CVAC. Ils concluent que des économies peuvent être générées, mais qu'il faut porter une attention particulière au design du système et à la stratégie de contrôle. Un avantage économique évident du stockage thermique est son utilisation dans des régions où le coût de l'énergie varie en fonction de l'heure de la journée. Caldwell et al. (1997) ont toutefois démontré que le stockage d'eau froide peut présenter un avantage économique pour un bâtiment même si aucun tarif préférentiel sur l'énergie n'est appliqué. D'autres études traitent de l'utilisation des matériaux à changement de phases (MCP) pour stocker l'énergie. Ure (2004) a étudié un système CVAC où des conduites sont équipées avec des MCP afin d'améliorer l'efficacité d'un système neuf ou existant. Sharma et al. (2009) font une révision des applications du stockage thermique à l'aide de MCP. Ils traitent des avantages de leur utilisation dans les systèmes CVAC, mais mettent surtout l'accent sur leur utilisation dans des régions où le coût de l'électricité est différencié dans le temps, ce qui n'est pas le cas dans la présente étude. Finalement, Arnold (2000) a présenté une étude de cas où la masse thermique d'un bâtiment est utilisée pour diminuer la consommation énergétique et le coût d'entretien des équipements.

Dans le but de réduire les coûts reliés aux systèmes géothermiques, plusieurs stratégies ont été évaluées dont l'utilisation de systèmes hybrides. Ces systèmes utilisent un élément d'ajout ou de rejet de chaleur. Bernier (2006) a démontré qu'un système hybride pouvait avoir un coût total sur

le cycle de vie inférieur à un système géothermique conventionnel. Par ailleurs, Eslami-Nejad et al. (2009) ont étudié l'injection de chaleur solaire dans les puits géothermiques pour en réduire la longueur. Toutefois, aucun article n'a été trouvé sur l'utilisation de réservoirs de stockage thermique hors-terre dans le but de réduire le coût d'un système géothermique.

Sachant que la longueur d'un échangeur géothermique est principalement influencée par la charge de pointe d'un bâtiment (Langlois et al., 2010), ces systèmes peuvent bénéficier du stockage d'énergie pour permettre le nivelage de la charge thermique au sol et ainsi réduire la longueur nécessaire des puits. Le présent chapitre traite donc de l'impact que peuvent avoir les réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques tant au niveau de la longueur de l'échangeur qu'au niveau de la consommation énergétique. Pour ce faire, les résultats sont présentés en deux temps. Premièrement, un design conventionnel sans stockage est étudié pour évaluer deux principaux paramètres: la longueur nécessaire des puits et la consommation énergétique annuelle des PAC. Ensuite, des réservoirs de stockage sont ajoutés au système pour en évaluer les impacts au niveau de ces deux paramètres. Pour la présente étude, des réservoirs de stockage de chaleur sensible remplis d'eau sont utilisés.

2.2 Méthodologie

2.2.1 Système de base

Un cas de base a été élaboré pour servir de repère de comparaison. Le bâtiment utilisé ici est le même que celui décrit au Chapitre 1. Tel que montré à la Figure 2.1, le système utilisé est composé de 28 puits géothermiques d'une longueur de 130 m chacun couplés à une boucle géothermique utilisée comme source par deux paires de PAC eau-eau. Une de ces paires de PAC ne fonctionne qu'en chauffage, tandis que l'autre ne fonctionne qu'en climatisation.

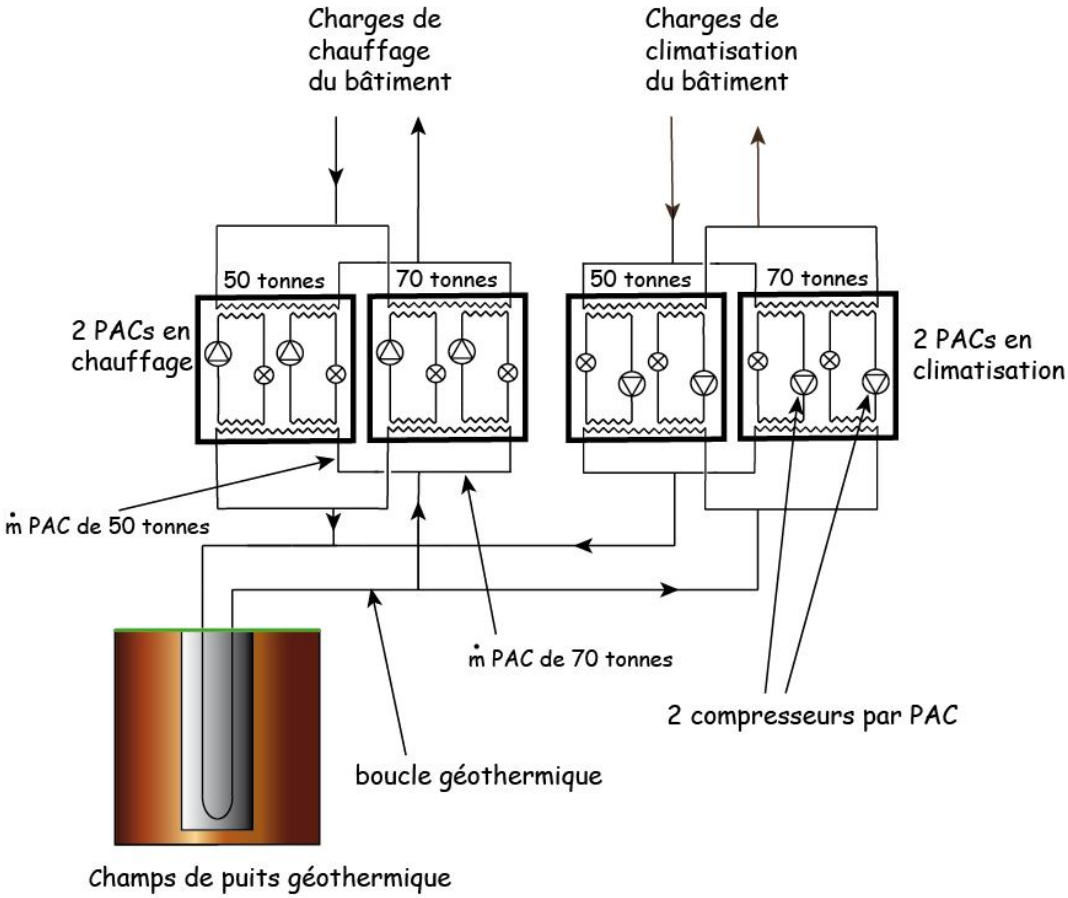


Figure 2.1: Représentation schématique du système de base

Chacune des paires est formée d'une PAC d'une capacité de 50 tonnes (176 kW) et d'une autre d'une capacité de 70 tonnes (246 kW). La capacité nominale totale en chauffage et en climatisation est donc de 120 tonnes (420 kW). Chacune de ces PAC possède deux compresseurs sur deux circuits indépendants qui peuvent chacun fournir la moitié de la capacité. La PAC de 50 tonnes peut donc fournir 25 ou 50 tonnes et la PAC de 70 tonnes peut fournir 35 ou 70 tonnes. La PAC de 50 tonnes étant sollicitée la première, les capacités nominales suivantes sont permises en fonction des besoins du bâtiment: 25, 50, 85 et 120 tonnes (88, 175, 298 et 420 kW). Les besoins de chauffage et de climatisation du bâtiment sont comblés directement par la mise en marche de ces PAC.

2.2.2 Système avec réservoir thermique

La principale différence entre le système avec réservoirs thermiques et le système de base est l'ajout de deux réservoirs de chaleur sensible entre les PAC et les serpentins de chauffage/climatisation du bâtiment. Les réservoirs permettent de combler les besoins du bâtiment sans nécessairement mettre en marche les PAC. La Figure 2.2 montre une représentation schématique de l'installation modifiée.

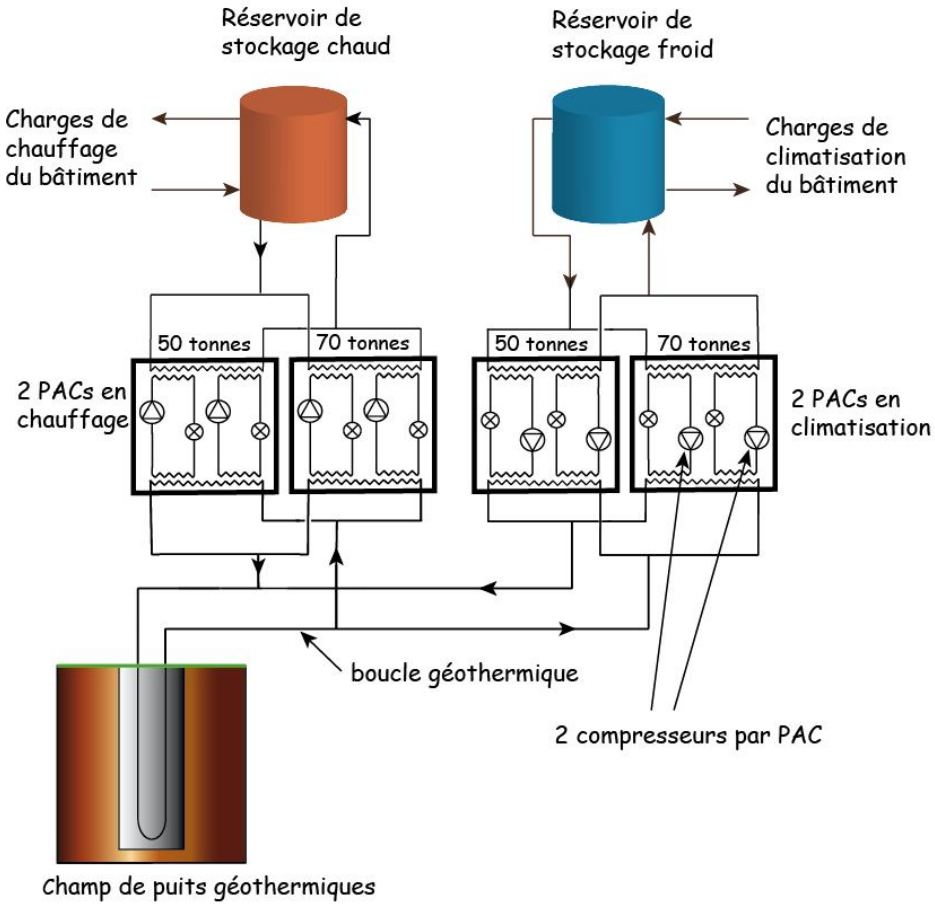


Figure 2.2: Représentation schématique du système avec réservoirs thermiques

Des réservoirs de stockage sont ajoutés au système dans le but de réduire la longueur des puits en réduisant la charge thermique maximale au sol qui est responsable d'environ 87 % de cette longueur (voir section 1.7). Cette réduction de la charge au sol est rendue possible grâce à l'utilisation de PAC à capacité variable. Lors des pointes de chauffage et de climatisation, les réservoirs de stockage, grâce à l'énergie sensible qu'ils contiennent, comblent une partie de la

pointe et permettent aux PAC de ne pas actionner la totalité des compresseurs. Par exemple, si le deuxième compresseur de la PAC de 70 tonnes n'a pas besoin de fonctionner pour combler la pointe de chauffage ou de climatisation, cela correspond à une réduction de la charge fournie au bâtiment par les PAC de 35 tonnes ou de 30 %.

2.3 Simulation

Le système est modélisé dans l'environnement TRNSYS avec un pas de temps de 0.01 heures. Les modèles utilisés sont décrits aux sections suivantes.

2.3.1 Pompes à chaleur

Le TYPE 668 (TESS, 2004) est utilisé pour modéliser les PAC eau-eau. Pour représenter les 2 paires de PAC utilisées respectivement pour le chauffage et la climatisation, le TYPE 668 est utilisé 8 fois (4 en chauffage et 4 en climatisation). Cette configuration permet de représenter les deux compresseurs des PAC correctement. La Figure 2.3 montre cet arrangement. Ce TYPE fonctionne en interpolant des données de performances (voir Tableau 2.1 et Tableau 2.2), en fonction des températures d'entrée du côté *source* et du côté *charge* de la PAC (T_{in} *source* et T_{in} *charge*, voir Figure 2.3). Les tableaux sont basés sur la capacité et la consommation d'une PAC de 5 tonnes disponible commercialement. Les performances des PAC de 50 et 70 tonnes sont obtenues en multipliant les valeurs de ces tableaux par 10 et 14, respectivement.

Tableau 2.1: Performances des PAC en chauffage

T_{in} charge (°C)	T_{in} source (°C)									
	-1.11		4.44		10		15.56		21.1	
	Cap.*	Cons.**	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
15.6	15.4	2.8	16.9	3.0	18.6	3.1	20.4	3.2	22.5	3.4
21.1	15.2	3.1	16.6	3.2	18.4	3.4	20.1	3.5	22.2	3.7
26.7	15.0	3.5	16.4	3.6	18.1	3.7	19.8	3.8	21.9	4.0
32.2	14.7	3.9	16.1	4.0	17.9	4.1	19.6	4.2	21.6	4.3
37.8	14.5	4.5	15.9	4.5	17.6	4.6	19.3	4.7	21.4	4.8
43.3	14.1	4.9	15.5	5.0	17.1	5.1	18.7	5.1	20.7	5.2
48.9	13.8	5.5	15.0	5.6	16.6	5.6	18.1	5.7	20.0	5.7

Tableau 2.2: Performances des PAC en climatisation

T_{in} charge (°C)	T_{in} source (°C)													
	18		21.1		23.89		26.67		29.4		32.2		35	
	Cap.*	Cons.**	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.	Cap.	Cons.
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
8.0	15.2	3.0	14.9	3.2	14.7	3.4	14.4	3.6	14.2	3.8	13.9	4.0	13.7	4.1
9.3	15.7	3.0	15.4	3.2	15.2	3.4	15.0	3.6	14.7	3.8	14.5	4.0	14.3	4.1
10.6	16.3	3.0	16.0	3.2	15.8	3.4	15.5	3.6	15.3	3.8	15.0	4.0	14.8	4.1
11.9	16.9	3.0	16.6	3.2	16.4	3.4	16.1	3.6	15.8	3.8	15.6	4.0	15.3	4.1
13.2	17.6	3.1	17.3	3.3	17.0	3.4	16.7	3.6	16.4	3.8	16.1	4.0	15.8	4.1
14.5	18.3	3.1	17.9	3.3	17.6	3.5	17.3	3.6	17.0	3.8	16.7	4.0	16.3	4.1
15.9	18.9	3.2	18.5	3.4	18.2	3.5	17.9	3.6	17.5	3.8	17.2	3.9	16.9	4.1

** Cap. = Capacité; **Cons. = Consommation*

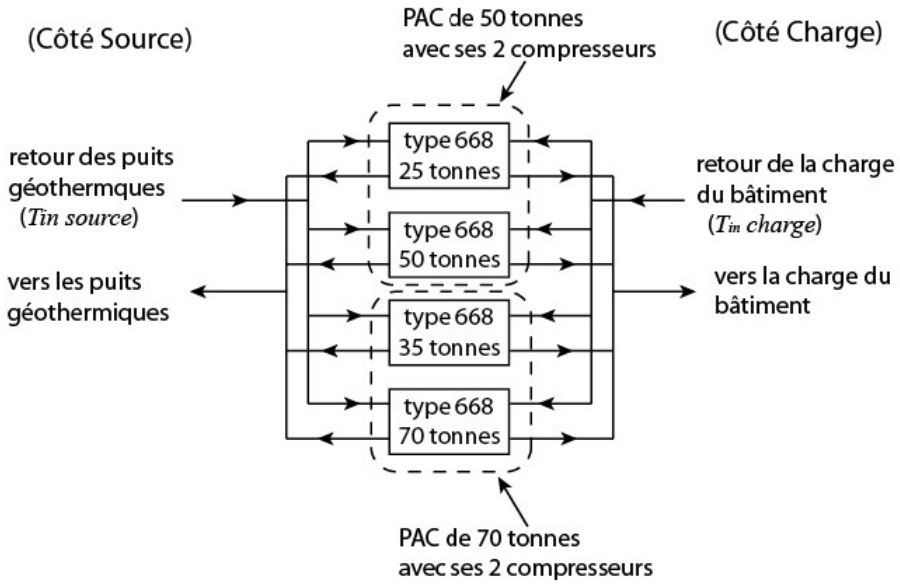


Figure 2.3: Arrangement des PAC en chauffage dans TRNSYS pour représenter 2 PAC avec chacune 2 compresseurs

2.3.2 Contrôle des PAC

Le contrôle de la mise en marche des différentes PAC est réalisé à l'aide des TYPE 671 et 672 (contrôleur différentiel « n-stage » respectivement en chauffage et en climatisation) de la

bibliothèque TESS (2004). Ce contrôleur agit, pour le cas étudié, en fonction de la température de retour aux PAC du côté *charge* (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3). Pour le chauffage, les températures de retour à la PAC de 40, 38.5, 37 et 35.5 °C activent respectivement les PAC de 25, 50, 35 et 70 tonnes. Comme les PAC de 25 et 50 tonnes représentent la même PAC mais avec respectivement 1 ou 2 compresseurs en marche, la mise en marche de la PAC de 50 tonnes arrête celle de 25 tonnes et la mise en marche de la PAC de 70 tonnes arrête celle de 35 tonnes. Pour la climatisation, la même stratégie de contrôle est appliquée avec les températures de retour du côté *charge* (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3) de 8.5, 10, 11.5 et 13 °C qui activent respectivement les PAC de 25, 50, 35, et 70 tonnes.

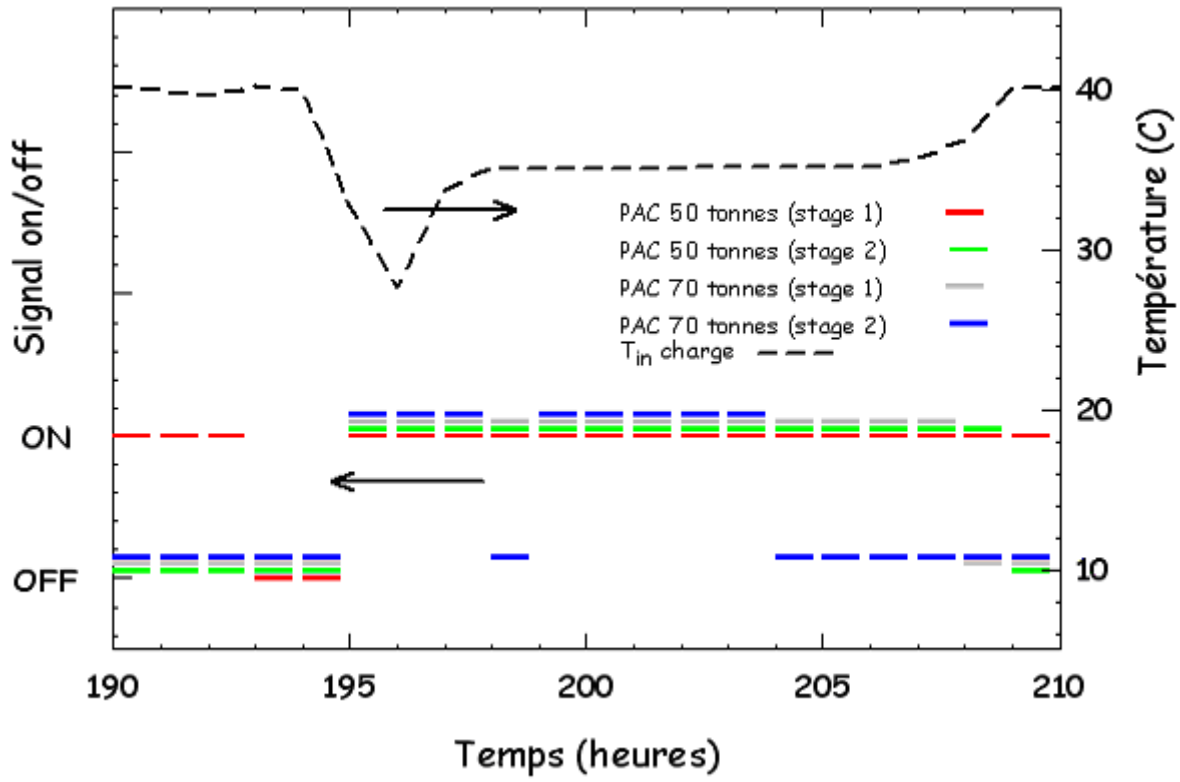


Figure 2.4: Exemple du contrôle effectué sur les PAC

La Figure 2.4 montre un exemple du contrôle effectué sur les PAC en mode chauffage. Sur cette figure, la ligne pointillée représente la température de retour vers les PAC (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3) et les traits de couleurs indiquent le mode d'opération des différentes PAC en chauffage (mode *ON* ou *OFF*). Ainsi, entre l'heure 190 et 194, 3 des 4 PAC sont arrêtées (mode

OFF) puisque la température T_{in} *charge* est près de 40 °C et à l'heure 196, les 4 PAC se mettent en marche (mode *ON*) pour compenser la température qui descend sous 35.5°C.

2.3.3 Réservoirs de stockage thermique

Le TYPE 4 de TRNSYS est utilisé pour représenter les réservoirs de chaleur sensible. Une stratification de 10 nœuds est choisie. Deux réservoirs cylindriques de 120 m^3 chacun (5 m de hauteur et 2.76 m de rayon) sont utilisés, un pour stocker la chaleur produite par les PAC en chauffage et un deuxième pour stocker le froid produit par les PAC en climatisation (voir Figure 2.2).

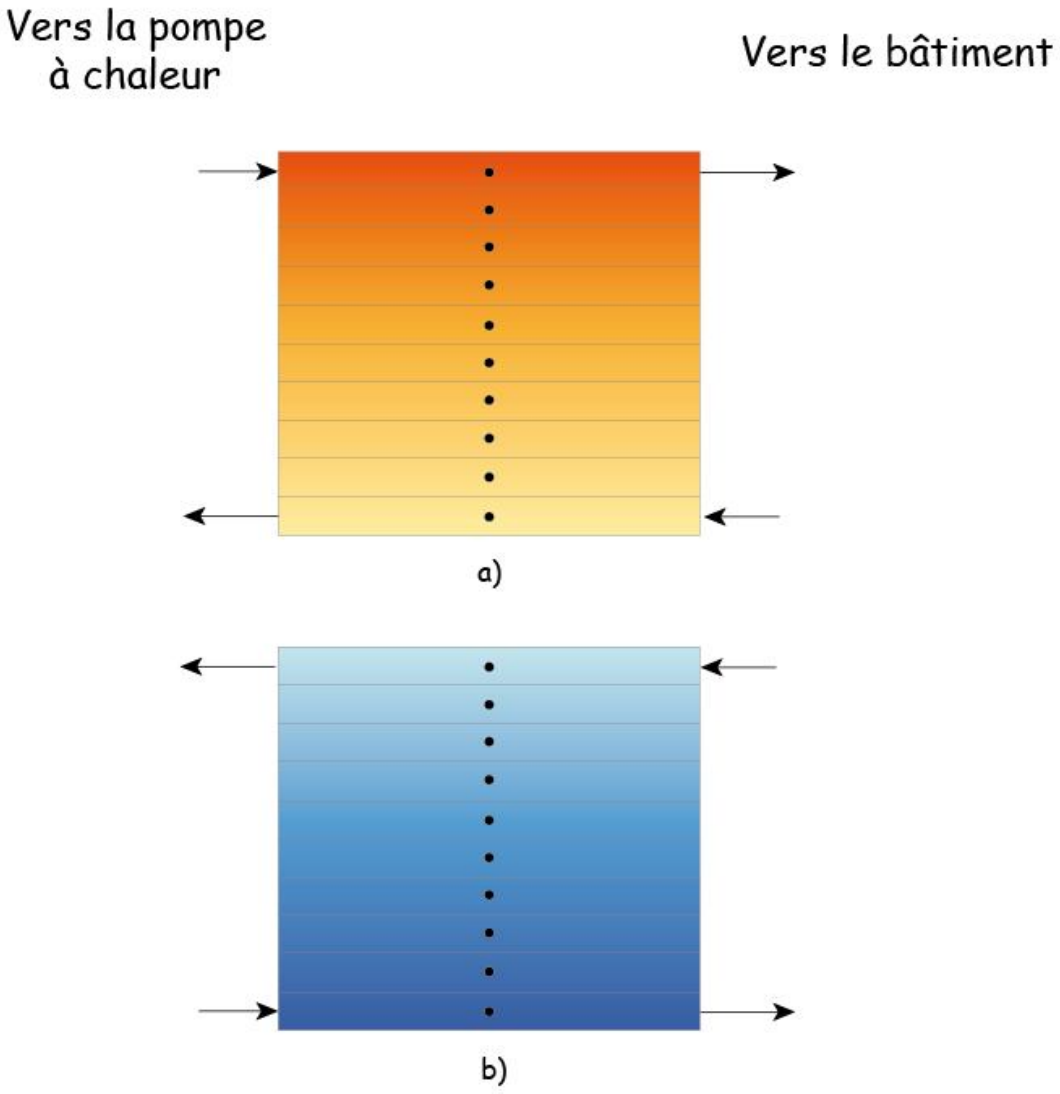


Figure 2.5: Position des entrées et sorties des réservoirs de stockage : a) chaud et b) froid

Les points de consigne pour ces deux réservoirs sont respectivement de 40 °C et 8.5 °C. Ceci implique qu'aucune PAC ne fonctionne que lorsque la température de retour aux PAC (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3) est supérieure à 40 °C dans le cas du réservoir chaud et inférieure à 8.5 °C dans le cas du réservoir froid. Les positions des entrées et des sorties des réservoirs de stockage chaud et froid sont montrées à la Figure 2.5. Pour représenter le cas de base (sans stockage) dans l'environnement TRNSYS, ces réservoirs sont aussi utilisés, mais avec un volume moindre de 5 m^3 (3 m de hauteur et 0.73 m de rayon) qui représente environ le volume de fluide caloporteur contenu dans la tuyauterie du bâtiment. Une stratification de 3 nœuds est utilisée dans ce cas pour représenter adéquatement la différence de température entre le fluide qui retourne et qui provient de la PAC. L'utilisation de ces réservoirs pour représenter le cas sans stockage thermique permet de contrôler l'opération des PAC en température.

2.3.4 Puits géothermiques

Le modèle DST (Hellström, 1989) est utilisé pour simuler le champ de puits géothermiques en utilisant les caractéristiques présentées au Tableau 1.1. Il importe toutefois de souligner que le modèle DST (TYPE 557 dans TRNSYS), représentant le champ de puits géothermiques, a certaines limites quant à la géométrie qu'il peut représenter. Comme l'ont présenté Chapuis et Bernier (2009), ce modèle place uniformément les puits dans un volume de sol cylindrique et ne peut donc pas représenter correctement l'interaction entre les puits disposés de façon rectangulaire dans une configuration de 7×4. Toutefois, comme les deux systèmes étudiés utilisent la même configuration, l'erreur engendrée lors de la présente étude comparative ne devrait pas être significative.

2.3.5 Charges du bâtiment

Les charges du bâtiment sont intégrées au système avec le TYPE 682 de la bibliothèque TESS (2004). Les charges en chauffage et en climatisation sont traitées séparément. Il est à noter que le bâtiment peut nécessiter du chauffage et de la climatisation simultanément.

2.3.6 Débits et fluides

Puisqu'elles représentent en fait la même PAC, un même débit est utilisé pour les PAC de 25 et 50 tonnes et un autre pour les PAC de 35 et 70 tonnes (voir Figure 2.1). Le débit du côté *source* (voir Figure 2.3) est de 9.5 L/s pour la PAC de 50 tonnes et de 13.3 L/s pour la PAC de

70 tonnes. Du côté *charge* les débits sont respectivement de 7.2 L/s et 10 L/s pour les PAC de 50 et 70 tonnes. Les débits des différentes PAC sont additionnés de sorte que les puits géothermiques reçoivent un débit variant de 9.5 L/s si une seule des PAC de 50 tonnes fonctionne, à 45.8 L/s si toutes les PAC fonctionnent en même temps. Du propylène glycol 25 % est utilisé comme fluide caloporteur pour les puits géothermiques et de l'eau est utilisée pour le côté *charge.* Pour fournir la charge nécessaire au bâtiment à partir des réservoirs de stockage, un débit variable proportionnel à cette charge est utilisé. Un débit minimal est toutefois fixé et représente 10 % du débit à charge maximal. Le débit maximal étant de 17.2 L/s, le débit alimentant la charge du bâtiment varie donc entre 1.7 et 17.2 L/s. La Figure 2.6 illustre la variation de ce débit en fonction des besoins thermiques relatifs du bâtiment.

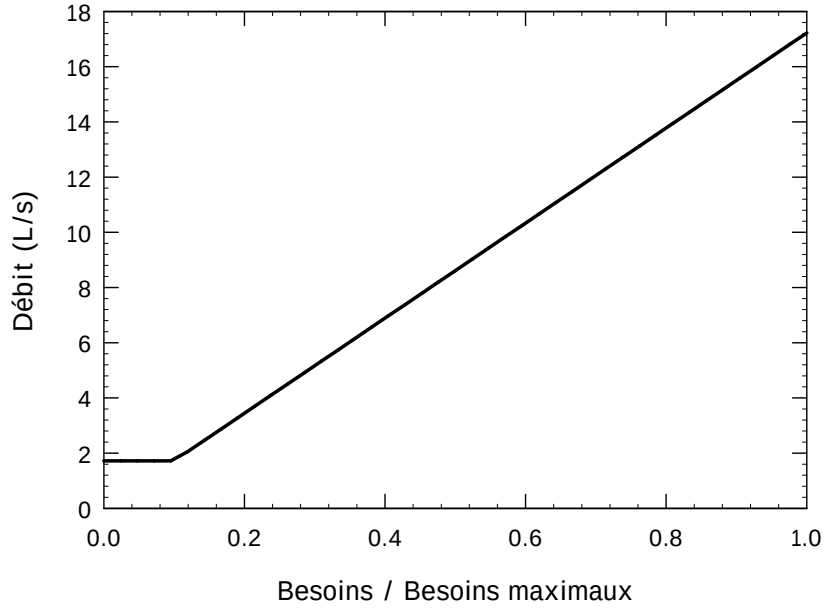


Figure 2.6: Débit variable alimentant la charge du bâtiment à partir du réservoir de stockage en fonction de la charge relative

Cette variation de débit est réalisée pour maintenir un certain différentiel de température entre l'alimentation et le retour des besoins du bâtiment. En pratique, des pompes à débits variables sont utilisées dans un but similaire.

2.4 Résultats

La température de retour des puits géothermiques est utilisée pour quantifier l'impact de l'ajout de réservoirs de stockage thermique sur la longueur des puits géothermiques.

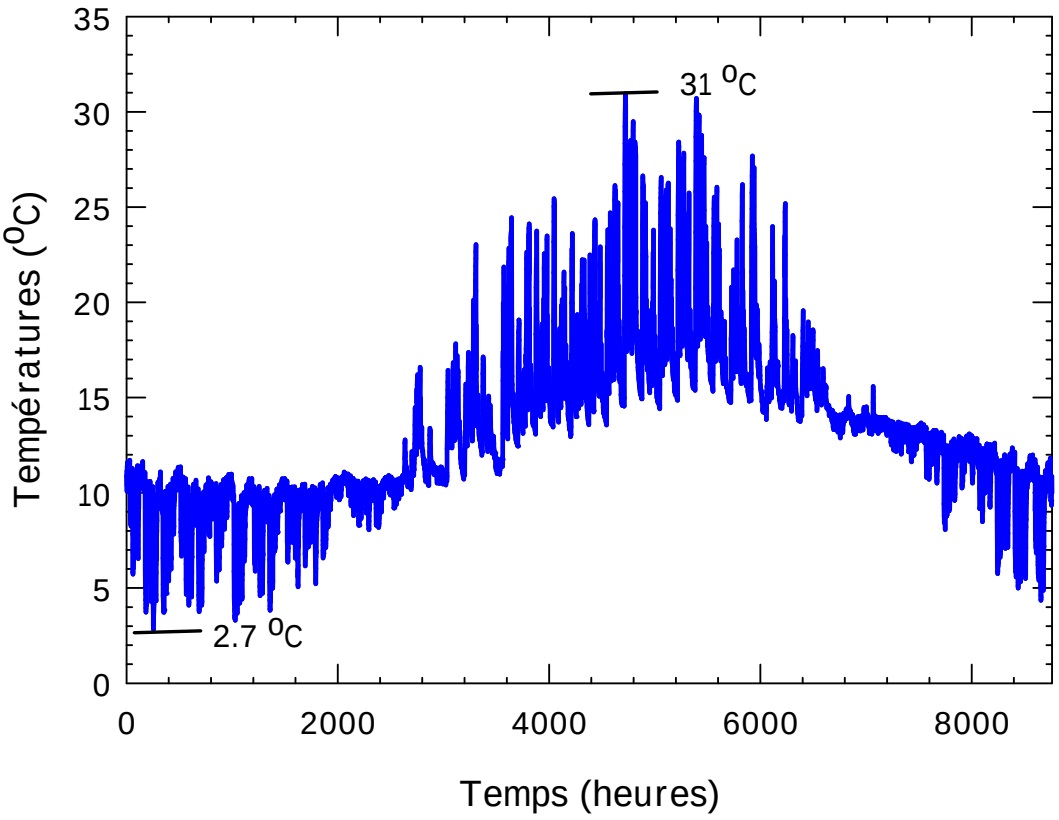


Figure 2.7: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas sans stockage thermique et une longueur des puits de 130 m

La Figure 2.7 présente la température de retour du champ de puits à chaque heure pour la 10^{ième} année de simulation pour la configuration sans stockage. Seule la dixième année est utilisée puisque le dimensionnement du système est fait pour une période de 10 ans. La Figure 2.7 montre que pour le cas sans stockage (SS) thermique et avec 28 puits de 130 m de longueur, soit 3660 m au total (cas dénoté par « SS130 »), la température à la sortie des puits atteint environ 31 °C comme température maximale en climatisation et environ 2.7 °C comme température minimale en chauffage. Ces températures sont à l'intérieur des températures de design présentées au Chapitre 1 (voir section 1.2.4).

Avec un stockage (AS) thermique et en conservant la même longueur de puits géothermique (AS130), la température de sortie des puits est légèrement plus faible en climatisation et plus élevée en chauffage. La Figure 2.8 montre ces résultats.

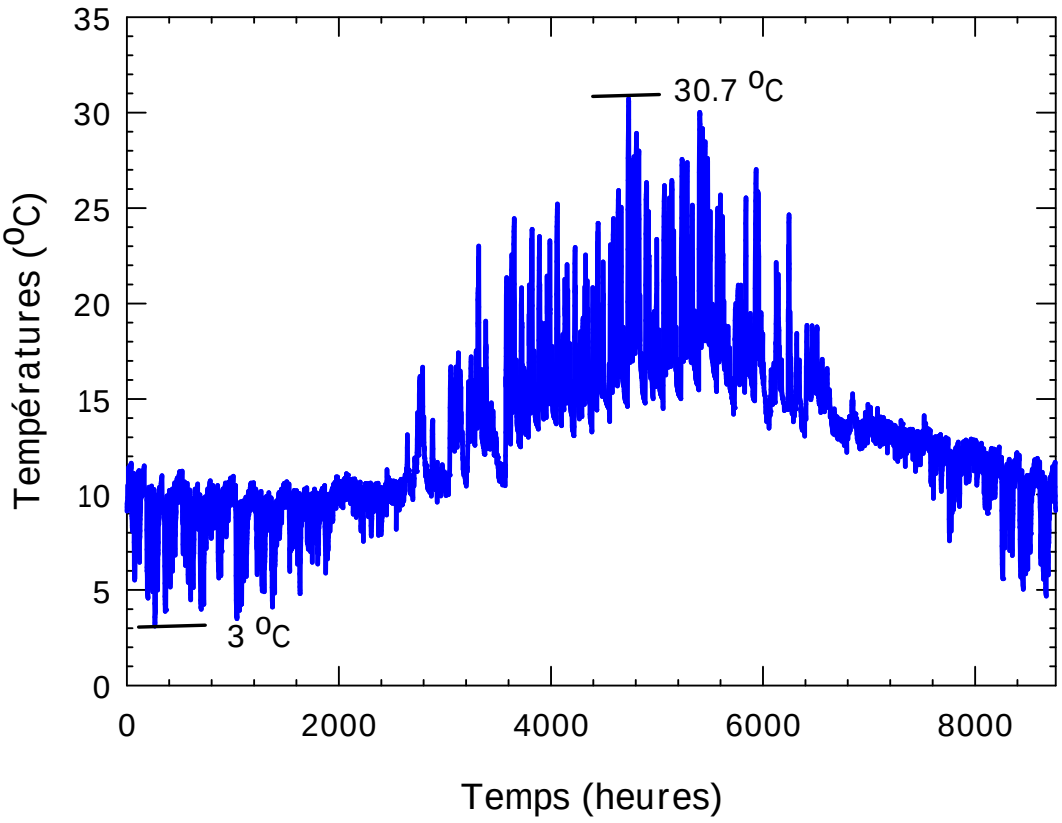


Figure 2.8: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec stockage thermique et une longueur des puits de 130m (AS130)

Les résultats de la Figure 2.8 montrent que la température à la sortie des puits atteint environ 30.7 °C comme température maximale en climatisation et environ 3 °C comme température minimale en chauffage. Ces températures sont très près de celles obtenues pour le cas sans stockage (SS). Cela indique que, pour le cas étudié ici, la longueur nécessaire des puits géothermique ne peut être réduite simplement en ajoutant des réservoirs de stockage. La raison de ceci est que ces réservoirs ne permettent pas directement de réduire la charge au sol maximale. La Figure 2.9 le démontre en comparant la charge au sol pour les cas SS130 et AS130 lors de la pointe en climatisation du bâtiment autour de l'heure 4730.

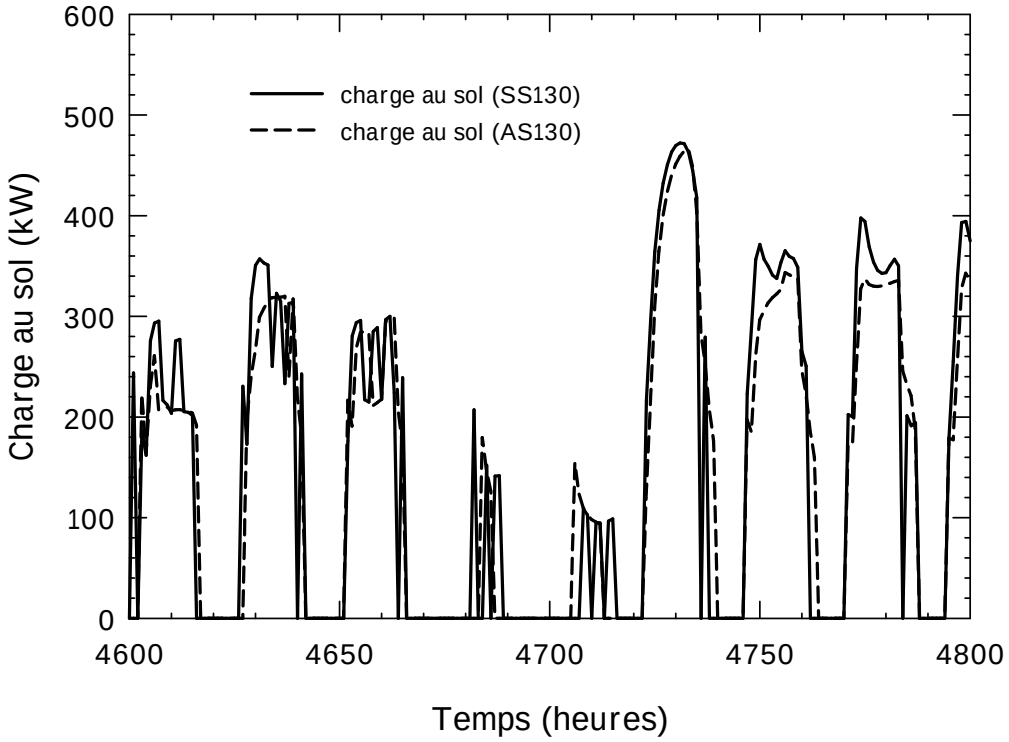


Figure 2.9: Charge au sol pour les cas SS130 et AS130 lors de la pointe des besoins thermiques en climatisation

Pour assurer une diminution de la charge au sol, la capacité des PAC est diminuée à 85 tonnes en empêchant le deuxième compresseur de la PAC de 70 tonnes de se mettre en marche et ce, tant en chauffage qu'en climatisation. Le nouveau cas étudié est dénoté AS130-35 et représente le même système avec stockage thermique et 28 puits de 130 m, mais avec une capacité des PAC réduite de 35 tonnes. La Figure 2.10 montre la température de sortie des puits pour ce cas pour la 10^{ième} année de simulation.

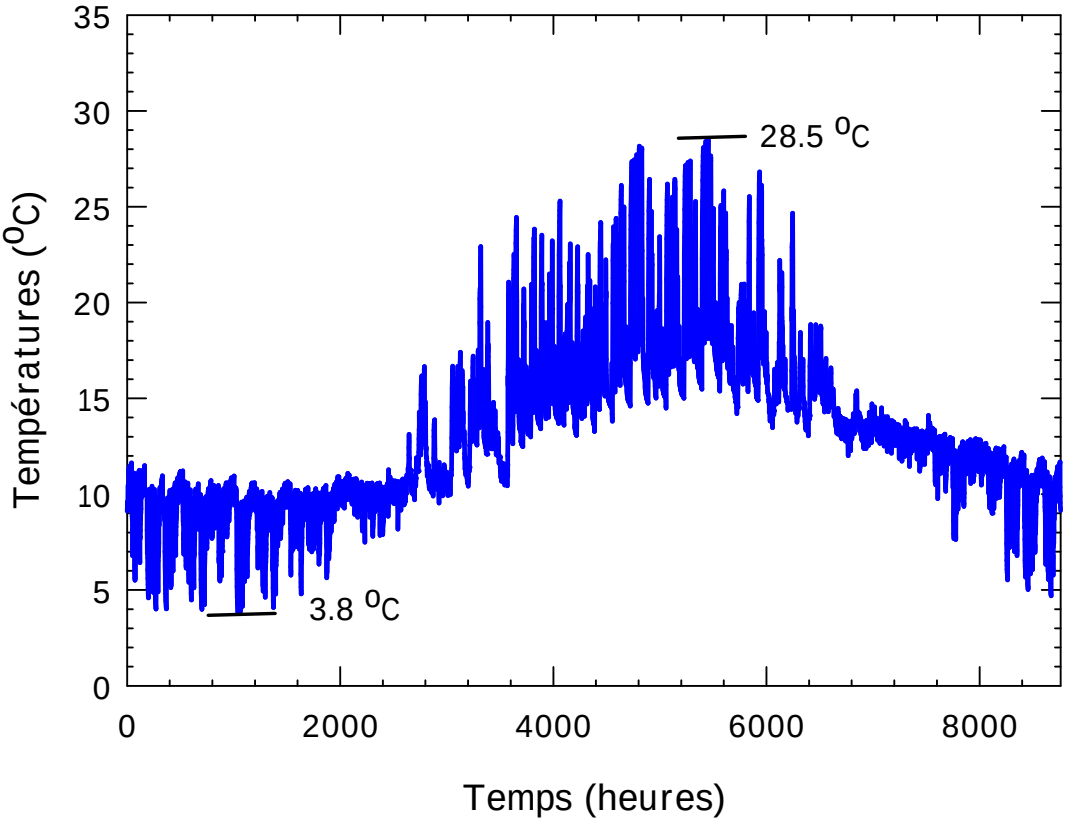


Figure 2.10: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec stockage thermique et une longueur des puits de 130 m en plus d'une réduction de la capacité des PAC de 35 tonnes (AS130-35)

La Figure 2.10 montre que la température à la sortie des puits atteint environ 28.5 °C comme température maximale en climatisation et environ 3.8 °C comme température minimale en chauffage. Ces températures indiquent que les puits sont moins sollicités et que des puits moins profonds seraient suffisants pour combler les besoins de chauffage et de climatisation du bâtiment. Ainsi, en gardant la même configuration au niveau des PAC, la longueur des puits est réduite à 110 m pour former le cas AS110-35. La Figure 2.11 montre la température à la sortie des puits géothermique pour la 10^{ième} année de simulation pour ce cas.

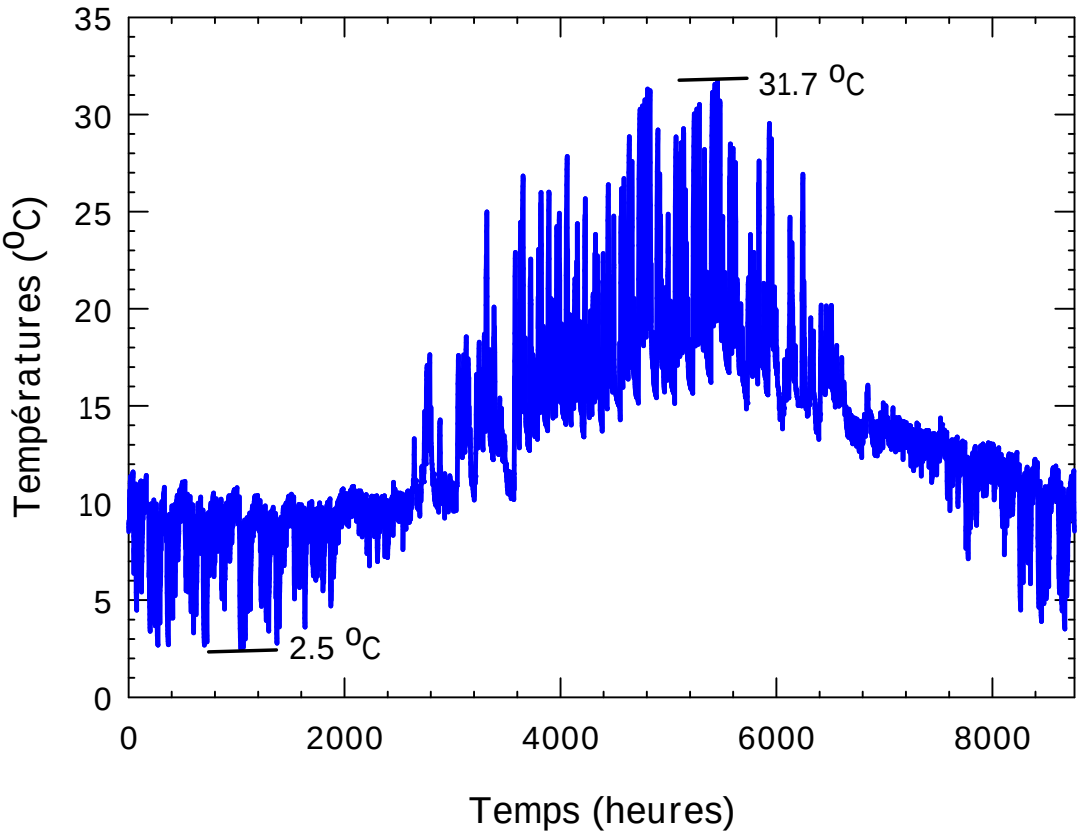


Figure 2.11: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas AS110-35 (avec stockage thermique et une longueur des puits de 110m)

Ainsi, tel que montré à la Figure 2.11, pour une longueur réduite à 110m (AS110-35), l'évolution de la température de sortie des puits est sensiblement la même que pour le cas sans stockage (Figure 2.7). Effectivement, sur cette dernière figure, la température maximale de sortie des puits en climatisation atteint environ 31.7°C et la température minimale en chauffage atteint environ 2.5 °C. Ces températures sont à l'intérieur des températures de design présentées au Chapitre 1 (voir section 1.2.4). Cela indique que la longueur des puits peut être réduite d'environ 15 % en utilisant le stockage thermique et en réduisant la capacité des PAC de 35 tonnes. Cette différence de longueur, pour une même charge à combler, est en grande partie due à la réduction de la charge de pointe au sol, q_h. La Figure 2.12 montre la différence de charge au sol entre les cas SS130, AS130-35 et AS110-35. Pour ce dernier cas, lors de la pointe en climatisation qui se produit vers l'heure 4730, la réduction de la charge au sol par rapport au cas sans stockage atteint 26%.

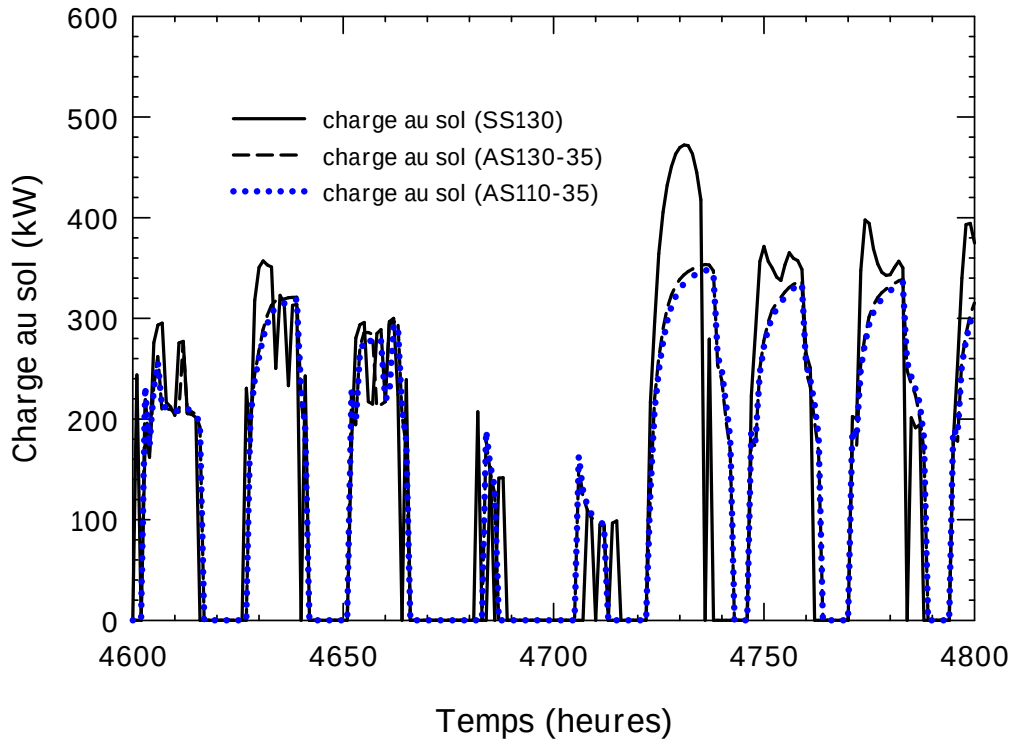


Figure 2.12: Charge au sol pour les cas SS130, AS130-35 et AS110-35 lors de la pointe en climatisation

Il est intéressant de remarquer que la charge au sol pour les deux cas utilisant le stockage thermique de la Figure 2.12 (AS130-35 et AS110-35) est sensiblement la même malgré une différence de 15 % de la longueur des puits géothermiques. Cela indique que, dans ce cas particulier, la température de sortie des puits géothermiques affecte peu les performances des PAC même si lors de la pointe en climatisation cette différence atteint environ 3 ^{o}C (voir Figure 2.13). La figure suivante montre la charge fournie par les PAC en climatisation ainsi que les températures côté source et côté charge (*Tin_source* et *Tin_charge*) qui en déterminent les performances.

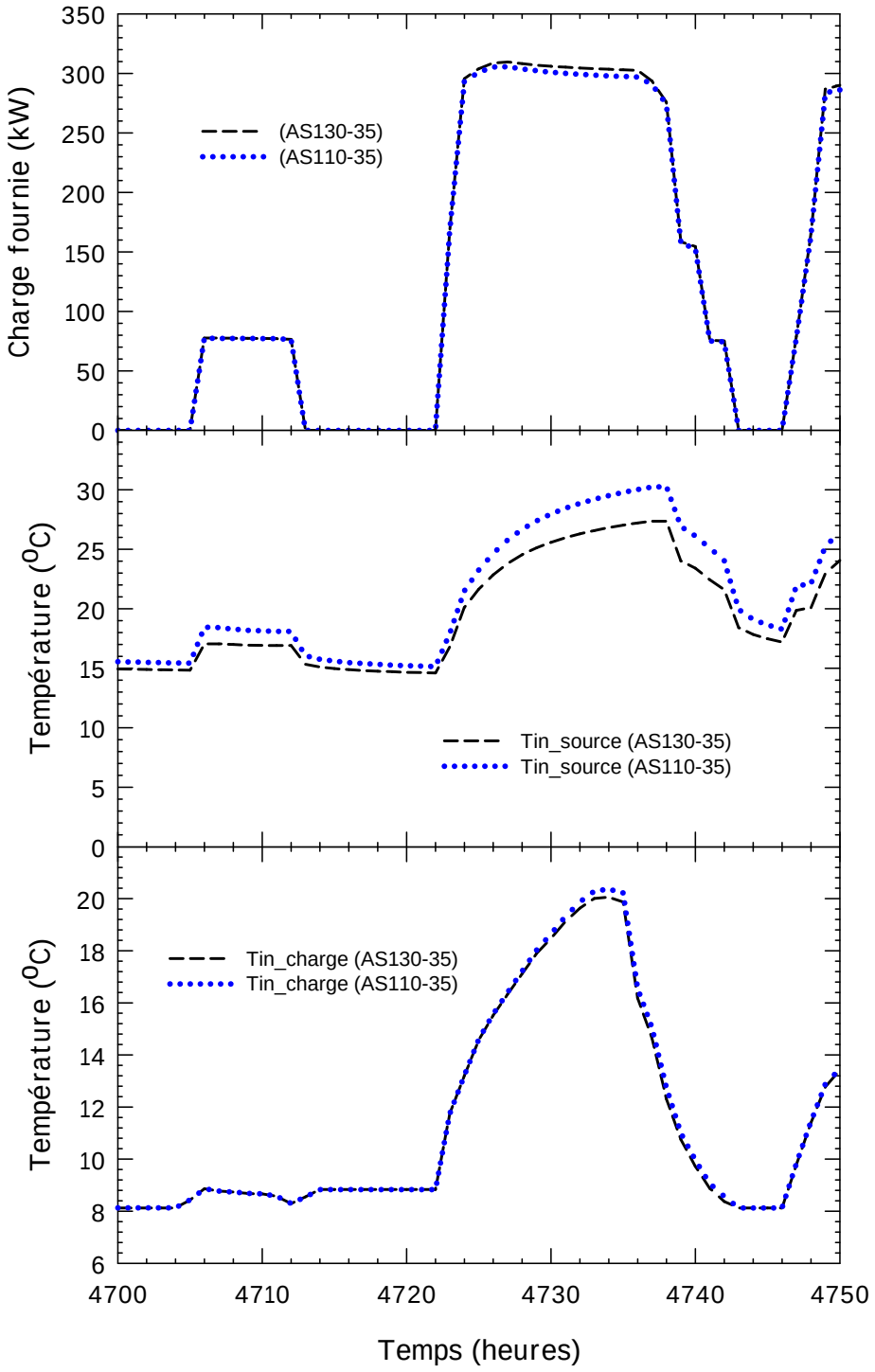


Figure 2.13: Charge fournie par les PAC en climatisation et température d'alimentation de celles-ci lors de la pointe de la charge au sol

Pour vérifier que les besoins thermiques du bâtiment sont comblés malgré une réduction de la capacité des PAC, la température d'alimentation vers le bâtiment est évaluée pour les cas SS130 et AS110-35 lors de la pointe en climatisation.

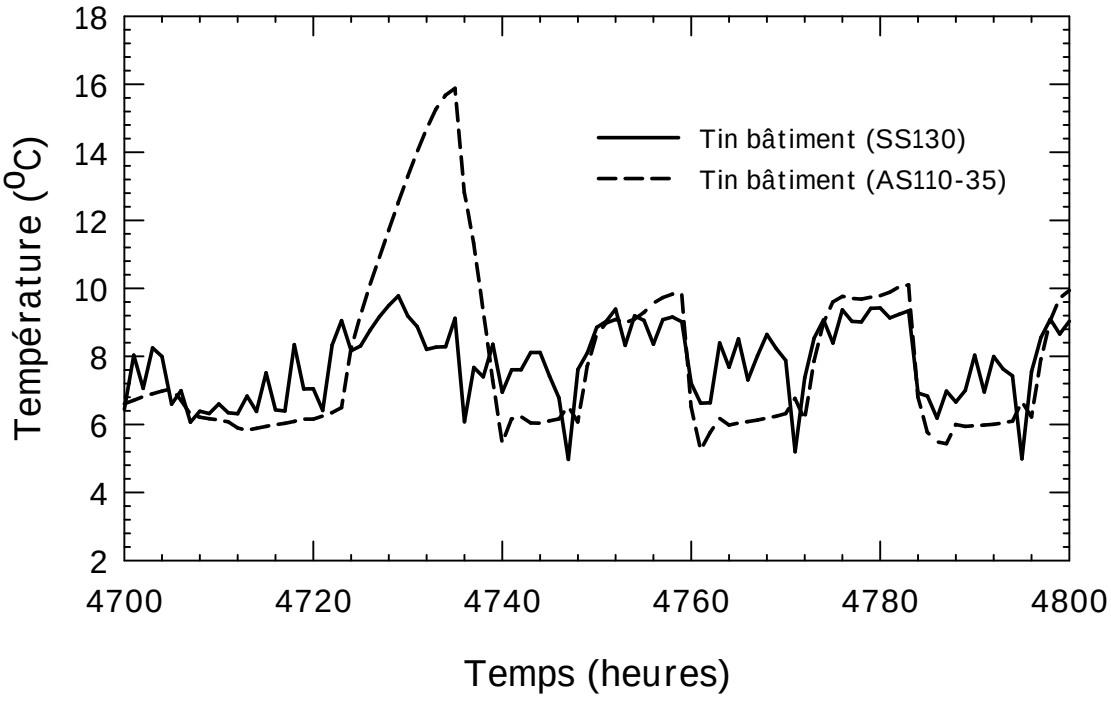


Figure 2.14: Température d'alimentation vers le bâtiment (*Tin bâtiment*) lors de la pointe en climatisation

La Figure 2.14 montre que la température d'alimentation vers le bâtiment est plus élevée et atteint 16 ^{o}C lors de la pointe en climatisation pour le cas AS110-35. Toutefois, ces températures sont jugées acceptables compte tenu qu'elles ne surviennent que pendant quelques heures de l'année.

Une analyse de l'influence du volume de stockage sur différents paramètres est réalisée pour le cas AS110-35. Ces paramètres sont :

- la température de sortie des puits géothermiques maximale en climatisation pour la 10^{ième} année qui est, dans ce cas-ci, le principal indicateur de la longueur nécessaire du champ

de puits. Une température élevée indique un système sous dimensionné, tandis qu'une température faible indique un système surdimensionné;

- la température maximale d'alimentation en climatisation vers le bâtiment, qui indique si les besoins thermiques du bâtiment sont comblés;
- la charge au sol maximale, q_h.

Le tableau suivant montre les résultats de cette analyse pour quatre volumes de stockage thermique différents :

Tableau 2.3: Analyse de l'influence du volume de stockage

Volume des réservoirs de stockage	**Charge au sol maximale en climatisation**	**Température maximale de sortie des puits géothermique pour la $10^{ième}$ année**	**Température maximale d'alimentation en climatisation vers le bâtiment.**
m^3	**kW**	**^oC**	**^oC**
60	350	32	24
120	348	31.7	16
150	347	31.5	14
240	344	31.3	12

Le Tableau 2.3 montre que le volume de stockage n'a que très peu d'influence sur la température de sortie des puits géothermiques. En effet, pour le cas AS110-35, en passant d'un volume de stockage de 60 à 240 m^3, la température de sortie des puits géothermiques pour la $10^{ième}$ année ne diminue que de 0.7 ^oC. Toutefois, une influence plus marquée est observée au niveau de la température d'alimentation vers le bâtiment avec une diminution de 12 ^oC pour un volume de stockage quatre fois plus gros. Dans ce cas-ci, un volume de stockage de 60 m^3 ne serait pas suffisant puisqu'une température de 24 ^oC est trop élevée pour climatiser. Un volume de 120 m^3 est considéré suffisant. Pour ce qui est de la charge au sol maximale, elle n'est pratiquement pas

influencée par le volume de stockage. Elle est plutôt déterminée par la capacité des PAC. Ainsi, la réduction de cette capacité entraîne une réduction de la charge au sol maximale (q_h) et détermine la réduction possible de la longueur des puits géothermique, tandis que le volume des réservoirs de stockage détermine si les besoins thermiques du bâtiment sont comblés malgré cette réduction de capacité. Il est à noter que cette analyse n'est valide que pour la configuration de système utilisée dans cette étude.

Pour ce qui est de la consommation énergétique annuelle des PAC, le Figure 2.15 montre les COP moyens annuels et les consommations énergétiques annuelles des PAC pour les principaux cas étudiés (SS130, AS130-35 et AS110-35) pour les dix années de simulation. Le Tableau 2.4 en résume les valeurs importantes.

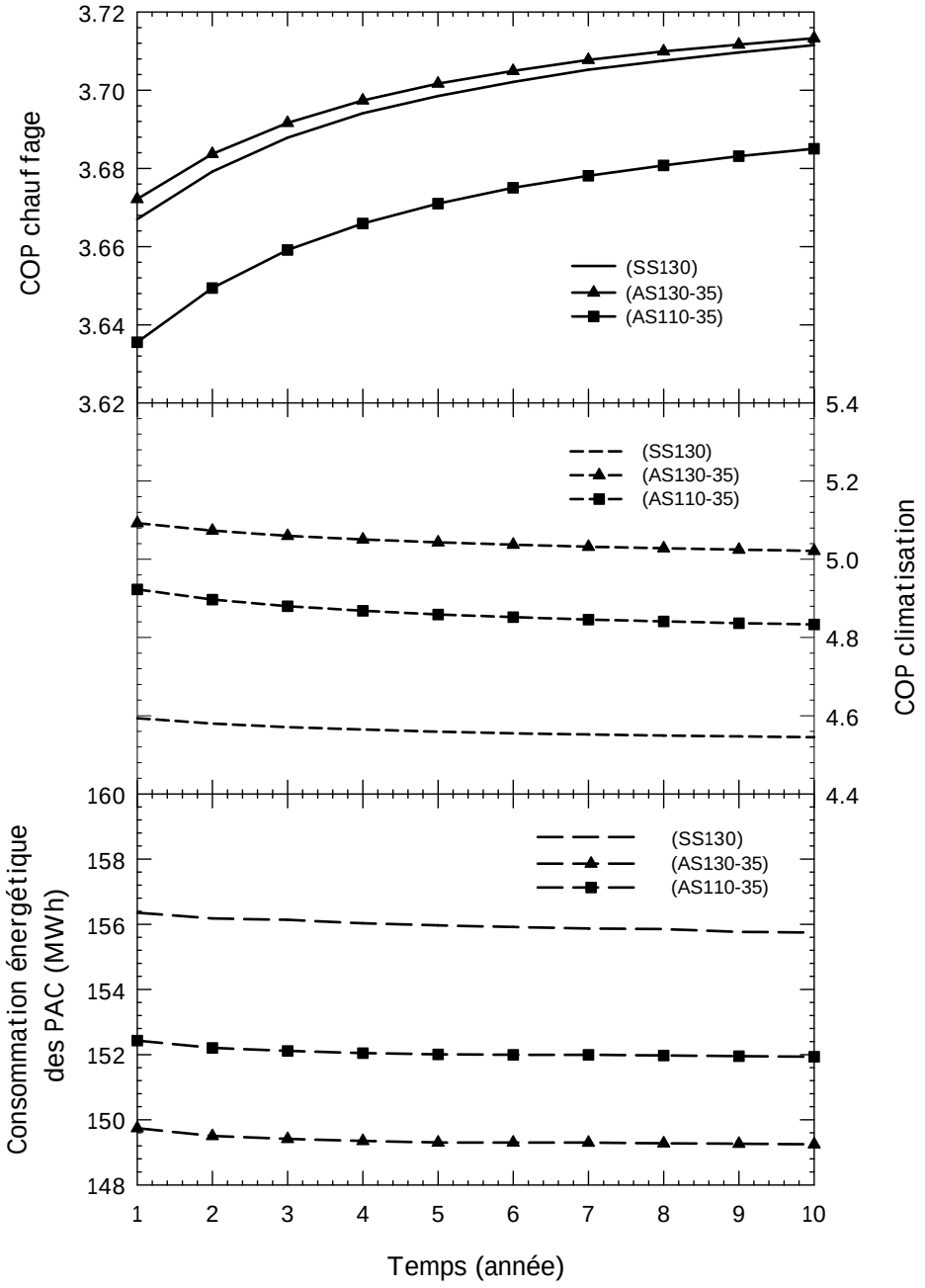


Figure 2.15: COP moyens annuels et consommation énergétique annuelle des PAC pour les différents cas étudiés

Tableau 2.4: Résumé des consommations énergétiques des PAC et des COP des 3 cas pour la 1ière et la 10ième année de simulation

Cas	Consommation énergétique annuelle des PAC (MWh)	Réduction de la consommation énergétique des PAC p/r au cas SS130. (%)	COP moyen en chauffage	COP moyen en climatisation
	(1ière / 10ième année)	(1ière / 10ième année)	(1ière / 10ième année)	(1ière / 10ième année)
SS130	156.3 / 155.74	-	3.67 / 3.71	4.59 / 4.55
AS130-35	149.7 / 149.2	4.2 / 4.2	3.67 / 3.71	5.09 / 5.02
AS110-35	152.4 / 151.9	2.5 / 2.5	3.64 / 3.69	4.92 / 4.83

Les résultats de la Figure 2.15 montrent une tendance générale au niveau des COP moyens en chauffage et en climatisation. Les COP moyens en chauffage augmentent graduellement avec les années étant donné que le sol se réchauffe à cause du déséquilibre thermique (voir Figure 1.6). Les COP moyens en climatisation diminuent graduellement pour les mêmes raisons, mais de façon moins prononcée. Globalement, l'augmentation des COP en chauffage est plus importante que la diminution des COP en climatisation. Étant donné que la durée des saisons de chauffage et de climatisation est similaire, la consommation énergétique annuelle des PAC a tendance à diminuer avec le temps. Comme le montre le Tableau 2.4, par rapport au cas sans stockage (SS130), la consommation énergétique des PAC pour le cas AS110-35 est plus faible d'environ 2.5 % pour la 10ième année. Ce tableau indique aussi que le cas AS130-35, pour lequel le système géothermique est surdimensionné (à cause d'une plus faible température maximale de sortie des puits en climatisation - voir Figure 2.10), possède un meilleur COP tant en climatisation qu'en chauffage que les autres cas étudiés. Il en résulte donc, une plus faible consommation énergétique. Par rapport au cas sans stockage, il s'agit d'une réduction de 4.2 %.

Ces résultats montrent que l'utilisation des réservoirs de stockage thermique combiné à une réduction de la longueur des puits géothermiques n'a, dans ce cas-ci, qu'un très faible impact sur la consommation énergétique des PAC tant en chauffage qu'en climatisation puisqu'une réduction de la consommation énergétique de seulement 2.5% est réalisée par rapport au cas sans

stockage. Ce faible impact est dû en partie au fait que les COP ne dépendent pas beaucoup de la température et que les températures d'alimentation aux PAC ne varient pas beaucoup d'un cas à l'autre sauf lors des périodes de pointe. La Figure 2.16 montre l'évolution de ces températures pour une période d'environ une semaine entourant la pointe de la charge au sol mentionnée plus haut et qui se produit environ à l'heure 4730. Cette période est aussi représentative du reste de l'année pour ce qui est de la comparaison des températures d'alimentation des PAC entre ces deux cas.

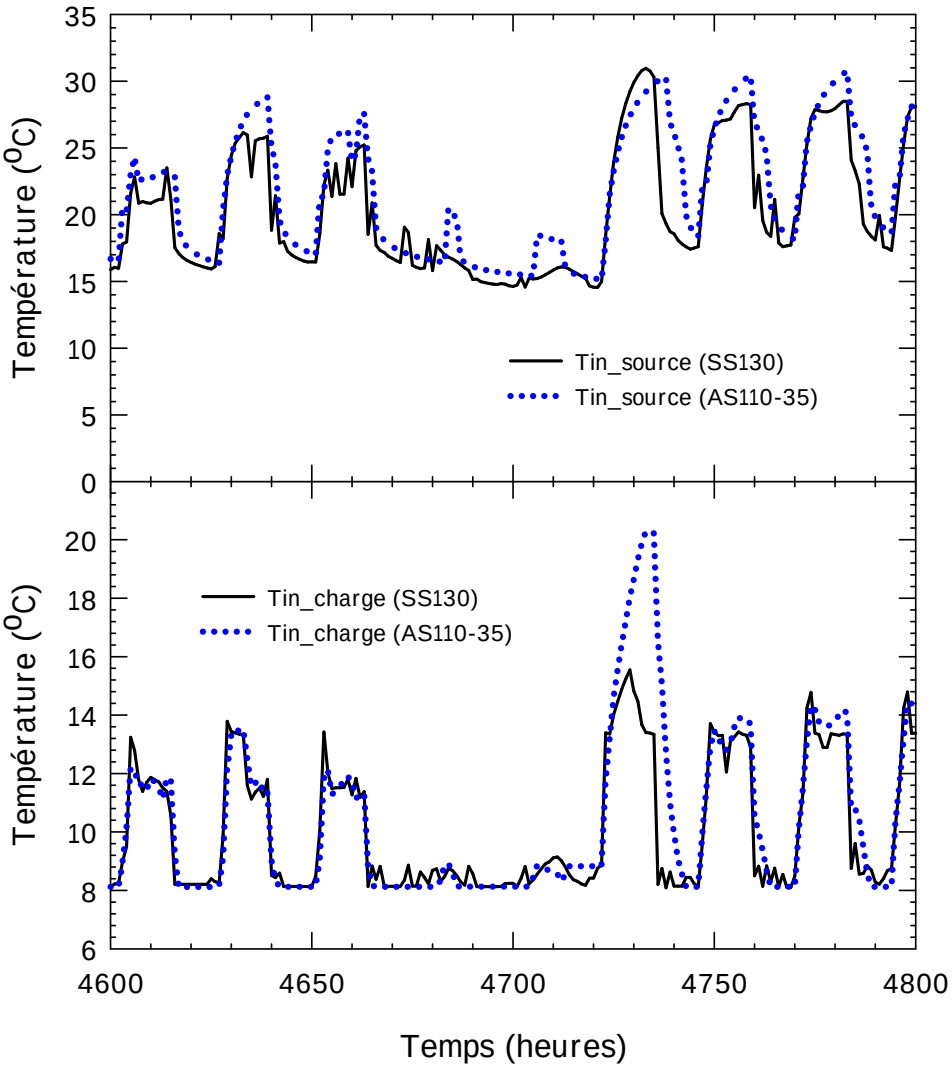


Figure 2.16: Évolution des températures d'alimentation des PAC en climatisation pour les cas SS130 et AS110-35

2.5 Résumé

Ce chapitre traite de l'impact de l'ajout de réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques. Une étude de cas basée sur un bâtiment (de 6000 m^2 sur 5 étages) en construction est utilisée pour quantifier cet impact. Le système est modélisé avec TRNSYS en utilisant des composants standards ainsi que quelques modules de la bibliothèque TESS. Les résultats obtenus montrent qu'une réduction de la longueur des puits géothermiques est possible en utilisant des réservoirs de stockage thermique. Toutefois, cette réduction n'est réalisable qu'en limitant la capacité des PAC pour ainsi réduire la charge maximale au sol. Ainsi, en utilisant deux réservoirs de stockage de 120 m^3 chacun et en diminuant la capacité des PAC de 30%, la longueur des puits géothermiques peut être réduite de 15%.

Une analyse de l'impact du volume de stockage est aussi réalisée. Cette dernière montre que le volume des réservoirs de stockage n'a que très peu d'impact sur la longueur des puits géothermiques et détermine plutôt si les besoins thermiques du bâtiment sont comblés ou non.

Finalement, pour le cas où la longueur des puits géothermique est réduite de 15 %, l'impact des réservoirs sur la consommation énergétique des PAC est très faible et atteint 2.5 %.

CHAPITRE 3 MODÈLE PROPOSÉ DE RÉSERVOIR D'ÉNERGIE À MATÉRIAUX À CHANGEMENT DE PHASE

3.1 Introduction

Le stockage thermique est de plus en plus utilisé dans les bâtiments (ASHRAE, 2003a). Il est retrouvé sous de multiples formes : réservoirs d'eau chaude ou froide, réservoirs de glace, masse thermique dans le bâtiment et matériaux à changement de phase (MCP). Cette dernière forme, utilisant l'énergie latente de fusion, comporte l'avantage d'une plus grande densité de stockage d'énergie et permet un meilleur contrôle de la température de stockage. Il existe de multiples façons d'encapsuler les MCP. Une revue de plusieurs d'entre elle est présentée par Regin et al. (2008).

L'intégration de tels matériaux à l'intérieur d'une simulation énergétique comporte toutefois quelques défis au niveau de la modélisation. Ce chapitre présente le modèle mathématique et l'implantation numérique d'un TYPE TRNSYS d'un réservoir de stockage thermique utilisant les matériaux à changement de phase. La géométrie simulée est présentée à la Figure 3.1. Il s'agit d'un conteneur rectangulaire rempli de MCP.

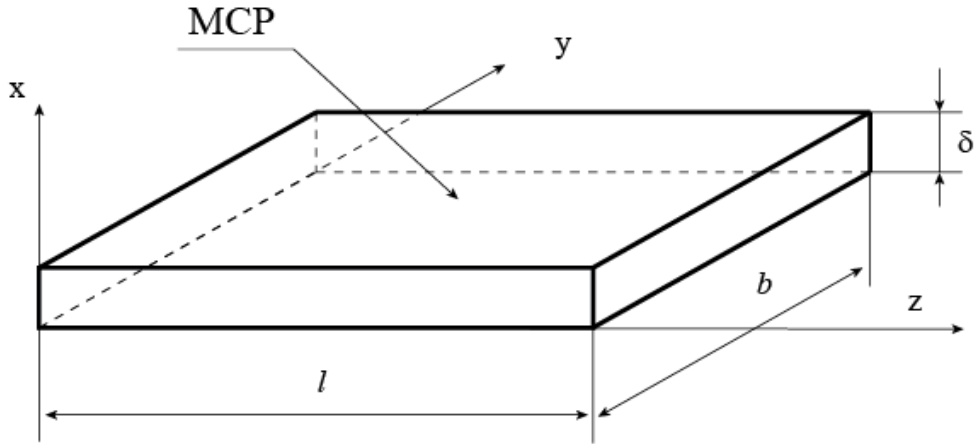


Figure 3.1: Géométrie du conteneur de MCP

Le conteneur est basé sur un produit commercial proposé par la compagnie PCM products ltée.

La Figure 3.2 représente ce conteneur rectangulaire de MCP.

Figure 3.2: Conteneur de MCP de la compagnie PCM products ltée

Ce design de conteneur rectangulaire permet la construction modulaire de plusieurs conteneurs empilés les uns sur les autres. La Figure 3.3 montre un arrangement possible de 16 conteneurs dans un réservoir dans lequel circule un fluide caloporteur. En mode décharge, ce fluide entre à une extrémité à une température T_{in}, récupère une partie de la chaleur stockée dans les MCP et ressort à l'autre extrémité avec une température T_{out} plus élevée. Le réservoir est isolé pour limiter les pertes/gains de chaleur.

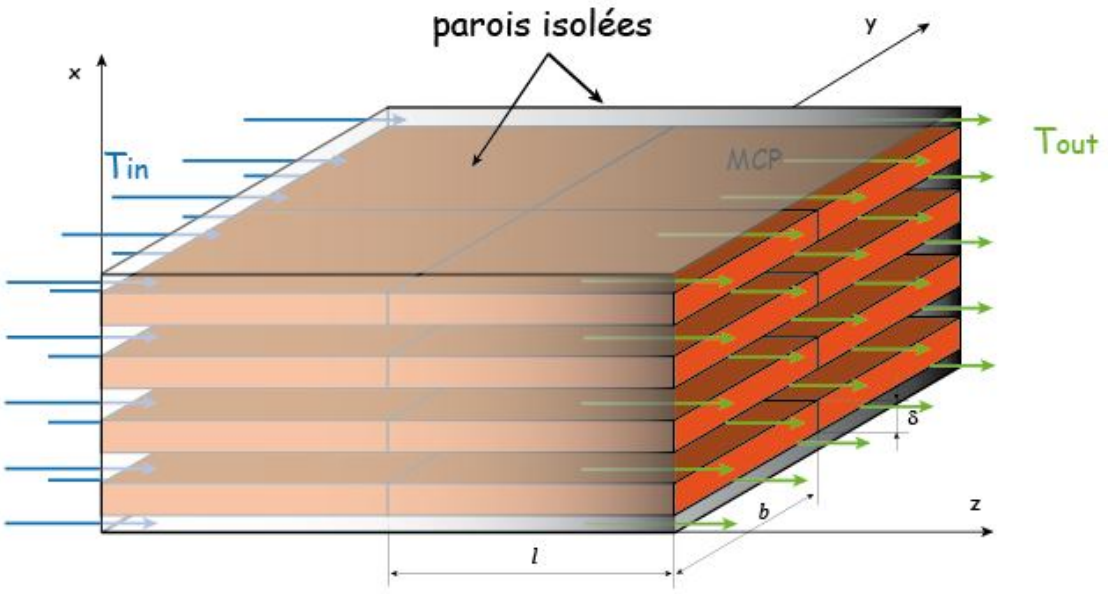


Figure 3.3: Arrangement possible de conteneurs de MCP dans un réservoir

3.2 Équations gouvernantes

Le problème du changement de phase des MCP est un problème dit de « frontière mobile » (moving boundary problem). Lors du changement de phase, les deux phases solide et liquide existent et sont séparées par une interface mobile. Plusieurs méthodes numériques ont été développées pour résoudre ce genre de problème (Bansal et al., 1992; Muray et al., 1959; Soma et al., 1993). Toutefois, la plus attrayante de ces méthodes et la plus communément utilisée est appelé la méthode « enthalpie » (Voller, 1990). La principale raison de ceci est sans doute qu'elle ne requiert pas le traitement explicite des conditions à la frontière de changement de phase (Carslaw et al., 1947). Ainsi, il n'est pas nécessaire de suivre la position de la frontière de changement de phase à l'intérieur du domaine de changement de phase. La méthode utilisée ici est une méthode légèrement modifiée, inspirée des travaux de Zivkovic et al. (2001), qui permet de séparer le calcul de la température de celui de la fraction de liquide. Plusieurs études utilisent cette méthode pour différentes applications (Han et al., 2008; Najjar et al., 2008; Qi et al., 2008).

Plusieurs approches ont été utilisées pour modéliser les unités de stockage thermique utilisant les matériaux à changement de phase. Certaines études ont considéré la conduction dans le MCP dans la direction du fluide caloporteur ainsi que dans la direction normale au fluide caloporteur

(Lacroix, 1993). D'autres études ont tenu compte des effets de la convection naturelle qui se produit dans la partie liquide (Lacroix, 1993; Soma et al., 1993; Voller et al., 1987).

Dans la présente étude, le modèle mathématique pour résoudre le problème de changement de phase utilise les hypothèses suivantes :

- Les effets de la convection naturelle dans la partie liquide sont considérés négligeables et sont ignorés;
- Le MCP se comporte idéalement : les phénomènes comme la dégradation ou le sous refroidissement ne sont pas pris en compte;
- On considère que le MCP a une température de fusion bien définie (changement de phase isotherme);
- Le MCP est homogène et isotrope;
- Les propriétés du MCP sont différentes pour les phases solide et liquide mais sont indépendantes de la température;
- Les extrémités des conteneurs rectangulaires sont adiabatiques, i.e., le transfert de chaleur ne se produit que sur les faces à $x = 0$ et $x = \delta$ (voir Figure 3.1)
- En choisissant une longueur de bloc, l et une largeur de bloc, b (voir Figure 3.1) relativement petites (de l'ordre de 10 à 20 cm), il est possible se supposer que la variation de température et de fraction de liquide dans les directions y et z est négligeable. Donc, seule la conduction selon x (épaisseur du conteneur) est considérée.

Il s'agit donc d'un problème de conduction à une dimension avec changement de phase. Comme l'a décrit Voller (1990), l'équation du transfert de chaleur pour le changement de phase contrôlé par la conduction s'écrit comme suit :

$$\frac{\delta H}{\delta t} = div\left(\frac{k}{\rho}\ \text{grad}\ T\right) \tag{3.1}$$

Une version modifiée de l'équation (3.1) est obtenue en séparant l'enthalpie H en deux composantes, soit en enthalpie sensible, h, et en enthalpie latente, $L \cdot f_l$.

$$H = h + L \cdot f_l \tag{3.2}$$

avec

$$h = \int_{T_m}^{T} Cp\ dT \tag{3.3}$$

où T_m est la température de fusion du MCP. En considérant un changement de phase isotherme, la fraction de liquide f_l est définie comme suit :

$$f_l(T) = \begin{cases} 1 \text{ si } T > T_m \\ 0 \text{ si } T < T_m \end{cases} \tag{3.4}$$

En substituant l'équation (3.2) dans l'équation (3.1):

$$\frac{\partial h}{\partial t} = div\left(\frac{k}{\rho}\ \text{grad}\ T\right) - L\frac{\partial f_l}{\partial t} \tag{3.5}$$

L'équation (3.5) combinée aux équations (3.3), (3.4), et aux conditions initiales et frontières appropriées constituent le modèle mathématique du changement de phase contrôlée par la conduction.

3.3 Modèle numérique

Pour résoudre le problème de transfert de chaleur à une dimension dans un MCP encapsulé dans un conteneur rectangulaire (voir Figure 3.1), une solution par volumes finis avec un maillage uniforme de type B (notation de Patankar (1980)) est utilisée. La particularité de ce type de maillage est que tous les volumes de contrôle (VC) ont un volume égal. Les frontières des VC sont uniformément positionnées et ensuite les nœuds sont placés aux extrémités ainsi qu'au centre de chaque VC ainsi créé. Il en résulte que les nœuds aux frontières ont des VC à volume nul et que chacun des autres a un volume égal. La Figure 3.4 illustre ce type de maillage.

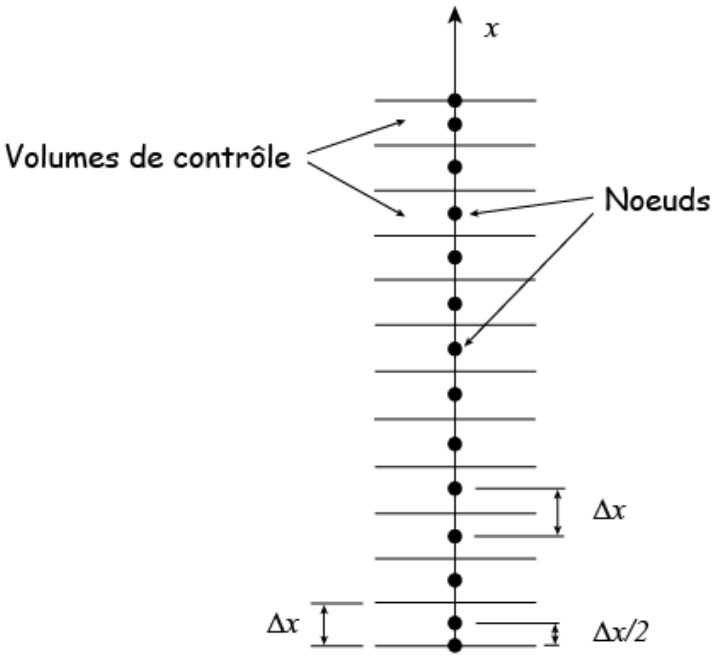


Figure 3.4: Illustration d'un maillage de type B selon la notation de Patankar (1980)

Pour le cas étudié ici, le domaine de calcul est un demi-bloc de MCP. Les conditions de température du fluide caloporteur à l'extérieur d'un conteneur de MCP étant considérées identiques de part et d'autre (en $x = 0$ et en $x = \delta$), il s'agit d'un problème symétrique au centre du bloc (en $x = \delta/2$). La condition frontière en $x = 0$ est donc formée par une température du fluide caloporteur et d'un coefficient d'échange de chaleur convectif. La condition frontière au centre est un flux de chaleur nul (adiabatique) pour représenter la symétrie. La Figure 3.5 montre un exemple de maillage utilisé pour un bloc de MCP.

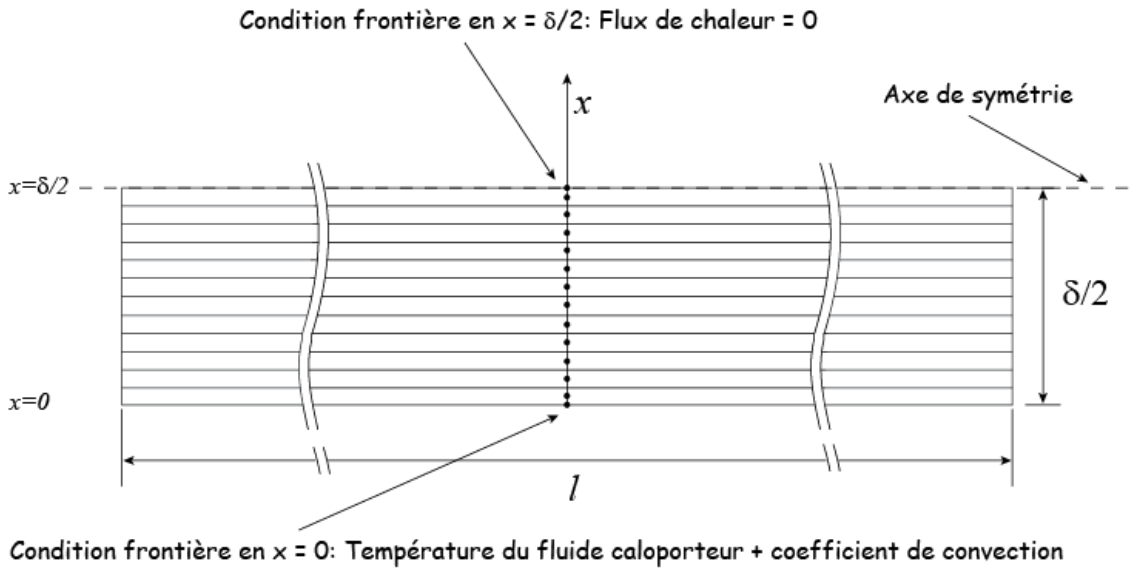

Condition frontière en x = δ/2: Flux de chaleur = 0
x
Axe de symétrie
x=δ/2
δ/2
x=0
l
Condition frontière en x = 0: Température du fluide caloporteur + coefficient de convection

Figure 3.5: Exemple de maillage uniforme sur un bloc de MCP

L'équation à une dimension, équation (3.6), obtenue directement à partir de l'équation (3.5), est donc utilisée.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{\rho}\frac{\partial T}{\partial x}\right) - L\frac{\partial f_l}{\partial t} \tag{3.6}$$

L'équation (3.6) discrétisée de façon implicite peut s'écrire comme suit pour les nœuds internes :

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{k}{\rho\ \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) - L\frac{\partial f_l}{\partial t} \tag{3.7}$$

La méthode utilisée par Zivkovic (2001) a comme avantage de séparer complètement le calcul de la température de celui de la fraction de liquide. Ainsi, lorsqu'un VC atteint la température de fusion, sa température est fixée et l'énergie que ce dernier donne ou reçoit de ces voisins est considérée à travers la fraction de liquide.

Dans un premier temps, le cas d'un volume de contrôle *i* qui est complètement solide ou liquide est considéré. Dans ce cas, d'après la définition de l'enthalpie sensible, équation (3.3), et de la fraction de liquide, équation (3.4), il s'en suit que :

$$\frac{\partial h_i}{\partial t} \equiv Cp \frac{\partial T_i}{\partial t} \tag{3.8}$$

et

$$\frac{\partial f_{l_i}}{\partial t} \equiv 0 \tag{3.9}$$

Avec *Cp* qui représente la chaleur spécifique de la phase solide ou liquide, en fonction de la phase du volume de contrôle considéré. En introduisant les équations (3.8) et (3.9) dans l'équation (3.7), celle-ci se réduit à l'équation de conduction transitoire ordinaire.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho \cdot Cp \cdot \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) \tag{3.10}$$

En utilisant la formulation implicite, l'équation (3.10) devient:

$$a_i T_i = a_{i-1} T_{i-1} + a_{i+1} T_{i+1} + a_i^o T_i^o + b \tag{3.11}$$

Pour utiliser la formulation de Patankar (1980) pour un problème de conduction en régime transitoire:

$$a_P T_P = a_S T_S + a_N T_N + a_P^o T_P^o + b \tag{3.12}$$

où *P*, représente le volume de contrôle considéré, *S*, le volume de contrôle voisin en dessous (ou au sud), *N* celui au dessus (ou au nord), l'exposant *o* est la valeur au temps précédent et *b* représente un terme source. Cette représentation est illustrée à la Figure 3.6.

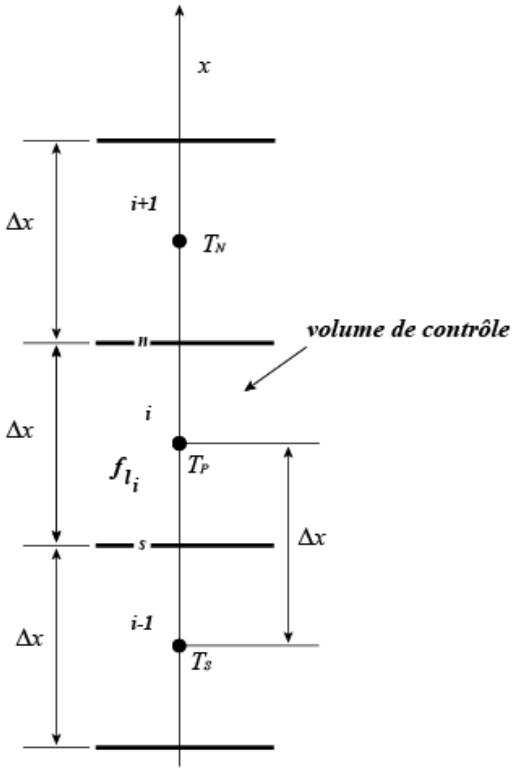


Figure 3.6: Schéma d'une partie du domaine de calcul avec la notation utilisée par Patankar (1980)

Le terme *b* de l'équation (3.12) prend différentes valeurs pour les volumes de contrôle qui touchent à une frontière en fonction de la condition frontière présente. Pour les nœuds intérieurs, les coefficients de l'équation (3.12) sont:

$$\begin{aligned} a_N &= \frac{k_n}{\Delta x}, \quad a_S = \frac{k_s}{\Delta x} \\ a_P^o &= \frac{\rho \; Cp \; \Delta x}{\Delta t} \\ a_P &= a_N + a_S + a_P^o \\ b &= 0 \end{aligned} \tag{3.13}$$

où Δx représente la longueur d'un volume de contrôle (voir Figure 3.6) et les indices *n* et *s* représentent les interfaces du volume de contrôle considéré.

Pour un volume de contrôle adjacent au volume de contrôle où se produit un changement de phase et où, par conséquent, une discontinuité au niveau des propriétés thermiques se produit, une conductivité thermique à l'interface doit être utilisée. Cette dernière tient compte de cette discontinuité et est calculée comme étant la moyenne harmonique des conductivités thermiques des volumes de contrôle voisins.

La conductivité thermique du volume de contrôle où le changement de phase se produit est approximée à partir de la fraction de liquide:

$$k_{CP} = k_l \cdot f_l + k_s \cdot (1 - f_l) \tag{3.14}$$

Où l'indice *CP* représente le volume de contrôle où un changement de phase se produit et les indices *l* et *s*, représentent, respectivement, les phases liquide et solide. La variable f_l représente la fraction de liquide pour le volume de contrôle considéré au temps présent. Ainsi, par exemple, pour calculer la conductivité thermique à l'interface « nord » d'un volume de contrôle directement au « sud » du volume de contrôle qui change de phase tel que représenté par la Figure 3.7, l'équation (3.15) est utilisée:

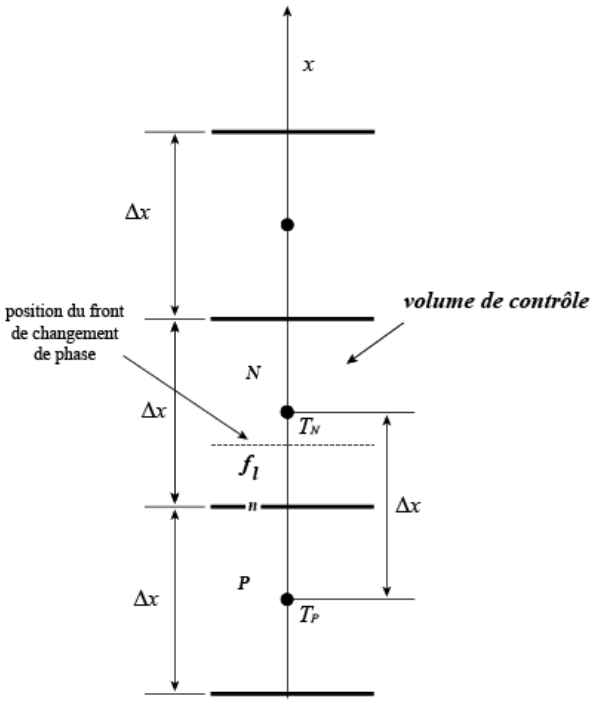


Figure 3.7: Illustration de la conductivité à l'interface pour un volume de contrôle voisin du volume de contrôle où le changement de phase se produit

$$k_n = \frac{2k_P k_N}{k_P + k_N} \tag{3.15}$$

et dans ce cas-ci:

$$k_N = k_{CP} \tag{3.16}$$

puisque le volume de contrôle *N* (i.e., situé au dessus du volume de contrôle considéré (*P*) subit un changement de phase.

Un calcul identique est réalisé si le volume de contrôle subissant le changement de phase se situe au dessous du volume de contrôle considéré.

Dans un deuxième temps, le cas où un changement de phase se produit pour un certain nœud *i* est considéré. Dans ce cas, la fraction de liquide pour ce nœud est strictement dans l'intervalle [0, 1] et la température pour ce nœud est égale à la température de fusion :

$$T_i \equiv T_m \tag{3.17}$$

Et à partir de l'équation (3.3):

$$\frac{\partial h}{\partial t} \equiv 0 \tag{3.18}$$

L'équation (3.7) devient:

$$L\frac{\partial f_{l_i}}{\partial t} = \frac{k}{\rho\ \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_m + T_{i+1}) \tag{3.19}$$

et l'équation discrétisée avec l'approche implicite pour la fraction de liquide pour un nœud intérieur s'écrit :

$$f_{li} = f_{li}^{o} + \frac{k}{\rho L\ \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_m + T_{i+1}) \tag{3.20}$$

Cette dernière équation est utilisée pour ajuster la fraction de liquide dans le volume de contrôle où le changement de phase se produit. Il est à noter que lorsque le matériau considéré n'a pas la même densité pour les phases liquide et solide, une densité moyenne doit être utilisée dans l'équation (3.20). Ainsi la fraction de liquide est ajustée en fonction de la distribution de température contrairement à d'autres études (Lacroix, 1993; Voller, 1990) où celle-ci est ajustée en fonction de la distribution de l'enthalpie. Pour le volume de contrôle qui subit un changement de phase les coefficients de l'équation (3.12) prennent les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} a_E &= a_W = a_P^o = 0 \\ a_P &= 1 \\ b &= T_m \end{aligned} \tag{3.21}$$

Ce changement de coefficient permet d'isoler le VC où le changement de phase se produit des autres VC en fixant sa température à la température de fusion et de considérer l'énergie fournie ou donnée aux VC voisins à travers une variation de sa fraction de liquide. Ainsi, d'après l'équation (3.20), toute l'énergie fournie au volume de contrôle qui subît le changement de phase par ses voisins est utilisée pour changer la quantité d'énergie latente qu'il contient. Sa température est fixée à la température de fusion grâce aux coefficients de l'équation (3.21).

3.4 Conditions frontières

Pour tenir compte des conditions frontières, les coefficients de l'équation (3.12) doivent être ajustés pour les VC voisins d'une frontière en fonction de la condition présente. Pour se faire, l'interpolation quadratique présentée par Baliga (2006) est utilisée. Par exemple, pour la frontière du bas (x = 0), les coefficients de l'équation (3.12) pour le nœud 2 seront modifiés afin de tenir compte de la température du fluide caloporteur et du coefficient de convection et ce par une relation d'ordre 2. De plus, après la résolution de la série d'équations algébriques (équation (3.12) pour tous les nœuds intérieurs), la température de la frontière (T_1) est calculée par interpolation quadratique. La Figure 3.8 illustre cet exemple pour la frontière du bas (x = 0).

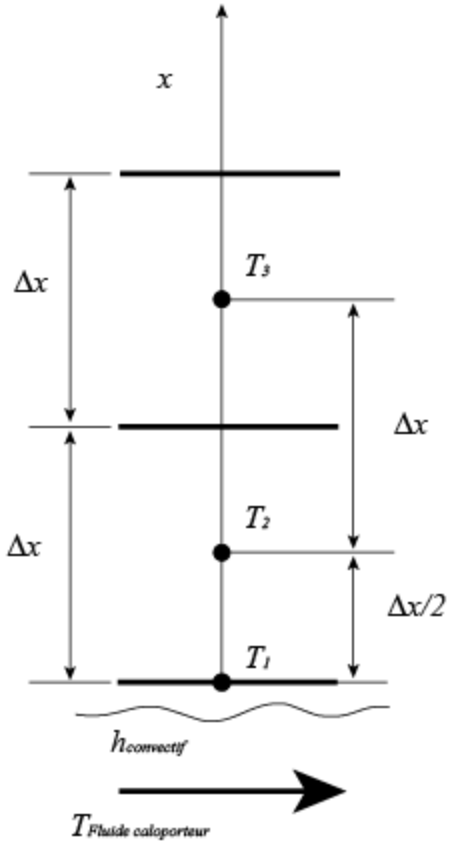


Figure 3.8: Représentation du traitement des conditions frontières

3.5 Fluide caloporteur

La température du fluide caloporteur est la clé de ce problème de transfert de chaleur. La température du fluide à l'entrée de la première rangée de blocs est connue (voir Figure 3.3). La température du fluide entre deux blocs de MCP (Tf_1 sur la Figure 3.9) doit toutefois être calculée et utilisée pour considérer l'échange d'énergie avec ce bloc. La Figure 3.9 illustre les différentes températures du fluide caloporteur pendant son passage le long de deux colonnes de blocs de MCP.

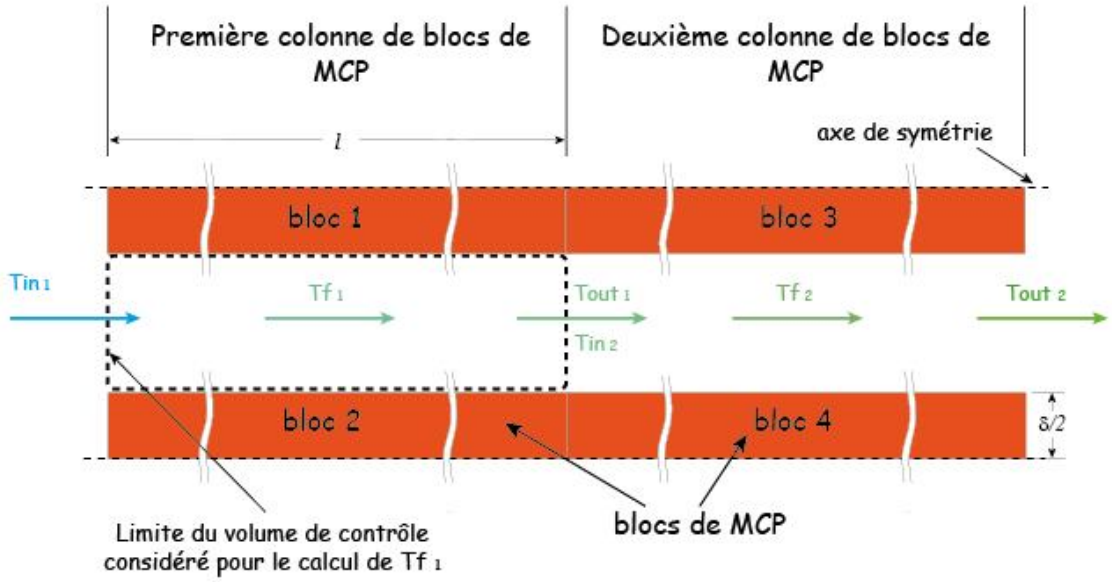


Figure 3.9: Évolution de la température du fluide lors de son passage dans une série de blocs

Pour bien comprendre la Figure 3.9, le lecteur doit se référer à la Figure 3.3. Il s'agit ici d'une coupe parallèle à la longueur *l*. La Figure 3.9 montre l'écoulement du fluide caloporteur entre deux rangées de blocs de MCP. Le fluide échange son énergie avec les deux rangées de blocs de façon symétrique. Une procédure itérative est utilisée pour calculer la température Tf pour chacune des colonnes de blocs :

1) Le calcul débute en supposant que Tf_1 est égal à la température à l'entrée ($T_{in\ 1}$, voir Figure 3.9).
2) La distribution de température dans le bloc de MCP est calculée en utilisant cette température comme condition de frontière.

3) La relation d'équilibre suivante est ensuite utilisée pour calculer T_{out} en tenant compte de l'énergie interne du fluide:

$$\begin{pmatrix}\text{Échange d'énergie thermique}\\ \text{entre le fluide et les blocs}\\ \text{de MCP dans le sens normal}\\ \text{à l'écoulement vers}\\ \text{l'intérieur du VC}\\ \text{par convection}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Taux de transport net}\\ \text{de l'énergie thermique}\\ \text{dans le sens de l'écoulement}\\ \text{par advection}\\ \text{vers l'extérieur du VC}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Taux d'accumulation}\\ \text{nette de l'énergie}\\ \text{thermique à}\\ \text{l'intérieur du VC}\\ \text{pendant un pas de}\\ \text{temps}\end{pmatrix} \quad (3.22)$$

$$2\times\left(h_{conv}\cdot A\cdot(T_W - Tf_1)\right) - \left(\dot{m}\cdot Cp\cdot(T_{out} - T_{in})\right) = \frac{\left(\rho\cdot Cp\cdot Vol\cdot(Tf_1 - Tf_1^{\,o})\right)}{\Delta t} \qquad (3.23)$$

Avec:

Cp = chaleur massique du fluide

ρ = densité du fluide

A = aire d'échange entre le fluide et un bloc de MCP (l *x* b, voir figure 3.1)

T_w = température de la paroi du bloc de MCP

Vol = volume de fluide compris entre 2 blocs (l *x* b *x* δ)

Δt = durée du pas de temps considéré

$Tf_1^{\,o}$ = température du fluide au pas de temps précédent

À partir de l'équation (3.23), T_{out} est obtenue ainsi:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{2\times\left(h_{conv}\cdot A\cdot(T_W - Tf_1)\right)}{\dot{m}\cdot Cp} - \frac{\left(\rho\cdot Vol\cdot(Tf_1 - Tf_1^{\,o})\right)}{\dot{m}\cdot\Delta t} \qquad (3.24)$$

4) Tf_1 est calculée ainsi :

$$Tf_1 = \frac{T_{in1} + T_{out1}}{2} \qquad (3.25)$$

5) Les étapes 2 à 4 sont répétées jusqu'à ce que la différence entre Tf_1 calculée pour deux itérations successives soit plus petite que le critère de convergence de 10^{-4} °C.
6) Lorsque la convergence sur Tf_i est atteinte, la valeur de $T_{out\ i}$ est utilisée pour représenter $T_{in\ i+1}$ et les étapes 2 à 6 sont répétées jusqu'à la convergence de Tf pour chacune des autres colonnes de blocs de MCP.

3.6 Implémentation

On peut maintenant décrire l'implémentation du code numérique pour la résolution de ce problème de transfert de chaleur.

1- Les coefficients « a » de l'équation (3.12) sont formés en fonction des propriétés de chaque nœud. Si un nœud (ou volume de contrôle) subit un changement de phase, les coefficients (3.13) doivent être remplacés par ceux de (3.21) . L'interpolation quadratique est utilisée pour ajuster les coefficients des VC voisins d'une frontière.
2- La série d'équations algébriques linéaires (équation (3.12)) est résolue en utilisant la procédure itérative TDMA décrite par Patankar (1980) pour les nœuds intérieurs.
3- Les valeurs de température aux frontières sont déterminées par interpolation quadratique.
4- La fraction de liquide pour les nœuds subissant un changement de phase est ajustée avec la distribution de température par l'équation (3.20). Encore une fois, l'interpolation quadratique est utilisée pour ajuster la fraction de liquide des VC voisins d'une frontière.
5- Une vérification pour le « début » ou la « fin » d'un changement de phase est effectuée. Si un nœud termine ou commence un changement de phase, certains coefficients doivent être ajustés et les étapes 1 à 4 doivent être répétées pour le pas de temps présent. Cet ajustement des coefficients survient lorsque le front de changement de phase passe d'un volume de contrôle à un autre. Cette étape est essentielle pour tenir compte précisément de l'énergie transmise d'un VC à un autre lors du passage du front de changement phase. Les détails de cette étape sont décrits dans les paragraphes qui suivent.
6- Le calcul itératif sur la température du fluide caloporteur est ensuite effectué.

3.6.1 Vérification du début / de la fin d'un changement de phase

À la fin de chaque pas de temps et pour chacune des colonnes de blocs, une vérification est faite sur tout le domaine pour vérifier l'évolution du front de changement de phase. Si ce dernier passe

d'un VC à un autre pendant le pas de temps considéré, des ajustements doivent être faits pour tenir compte précisément de l'énergie transmise entre ces deux volumes de contrôle. Pour le cas de la fusion, les vérifications de début et de fin de changement de phase sont effectuées de la manière suivante :

3.6.1.1 Début de la fusion

Pour un pas de temps donné, si $T_i \geq T_m$ et que $T_i^o < T_m$, cela indique que le changement de phase vient de commencer pour ce volume de contrôle. Dans ce cas, la température du nœud, T_i, est fixée à la température de fusion, T_m, et les coefficients (3.13) doivent être remplacés par les coefficients (3.21) et les étapes 1 à 4 décrites à la section 3.6 sont reprises. Toutefois, si la valeur de T_i est simplement modifiée et fixée égale à T_m, une quantité d'énergie nécessaire à ce VC pour atteindre T_m n'est pas considérée. L'équation (3.20) pour ce VC prend donc la forme suivante :

$$f_{li} = f_{li}^o + \frac{k}{\rho L\ \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_m + T_{i+1}) - \frac{Cp_s}{L}\left(T_m - T_i^o\right) \qquad (3.26)$$

Le dernier terme à droite de l'équation (3.26) représente la quantité d'énergie nécessaire pour augmenter la température du volume de contrôle en question de sa température au pas de temps précédent (T_i^o) à la température de fusion (T_m). En d'autres mots, ce terme sert de facteur de correction pour tenir compte du fait qu'avant de commencer à changer de phase, et donc d'augmenter sa fraction de liquide, le VC doit préalablement atteindre la température de fusion. Pour se faire, une certaine quantité d'énergie est nécessaire et c'est cette dernière que le dernier terme de droite représente. Conséquemment, cette quantité d'énergie ne peut pas servir à augmenter la fraction de liquide du volume de contrôle considéré pour le pas de temps présent.

3.6.1.2 Fin de la fusion

Pour un pas de temps donné, si $f_{l\,i} \geq 1$ et que $f_{l\,i}^o < 1$, cela indique que le changement de phase à l'intérieur du volume de contrôle *i* vient de se terminer. Dans ce cas, $f_{l\,i}$ est fixé à 1, les coefficients (3.21) de l'équation (3.12) sont remplacés par les coefficients (3.13) et le calcul est recommencé pour ce pas de temps. Toutefois, une quantité d'énergie nécessaire pour

complètement fondre le volume de contrôle avant que sa température puisse augmenter doit être considérée. Pour ce faire, lorsque la fin de la fusion est détectée, la température de ce volume de contrôle au pas de temps précédent est modifiée ainsi :

$$T_{i\ \text{modifié}}^{o} = T_i^{o} - \frac{L}{Cp_l}(1 - f_{li}^{o}) \tag{3.27}$$

Cette nouvelle valeur de la température du nœud *i* pour le pas de temps précédent est utilisée pour recalculer la distribution de température dans le MCP.

Cette section décrit la marche à suivre pour un cas de fusion. Le même raisonnement est toutefois appliqué pour le cas de la solidification.

La Figure 3.10 représente l'algorithme de résolution pour l'ensemble de la procédure numérique.

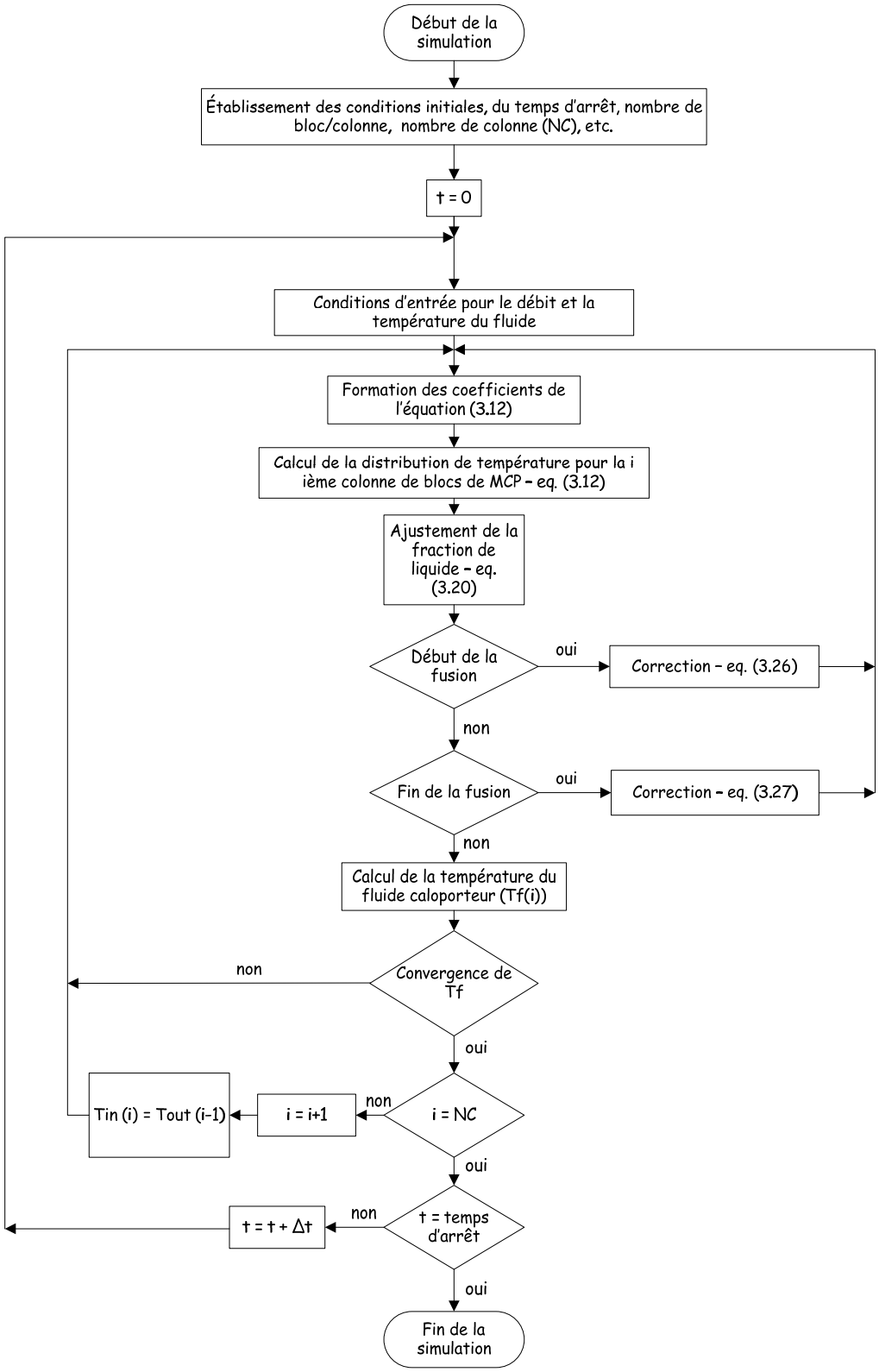

Début de la simulation
Établissement des conditions initiales, du temps d'arrêt, nombre de bloc/colonne, nombre de colonne (NC), etc.
t = 0
Conditions d'entrée pour le débit et la température du fluide
Formation des coefficients de l'équation (3.12)
Calcul de la distribution de température pour la i ième colonne de blocs de MCP – eq. (3.12)
Ajustement de la fraction de liquide – eq. (3.20)
Début de la fusion
oui
Correction – eq. (3.26)
non
Fin de la fusion
oui
Correction – eq. (3.27)
non
Calcul de la température du fluide caloporteur (Tf(i))
Convergence de Tf
non
oui
i = NC
non
i = i+1
Tin (i) = Tout (i-1)
oui
t = temps d'arrêt
non
t = t + Δt
oui
Fin de la simulation

Figure 3.10: Algorithme de résolution

3.7 Vérification du modèle proposé

Pour démontrer la validité du modèle proposé, trois vérifications sont réalisées au moyen de solutions analytiques de cas de changement de phase par conduction à une dimension. Ces solutions analytiques sont décrites par Carslaw et Jaeger (1947). Pour chacun de ces problèmes, la condition frontière utilisée à la paroi du conteneur de MCP a été modifiée pour permettre une température fixe à la paroi. Le cas avec un échange de chaleur convectif à la paroi est traité plus loin.

3.7.1 Cas 1 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes

Ce cas considère un liquide confiné dans un espace semi-infini ($x > 0$) dont la température initiale est uniforme et égale à 10 ^{o}C et dont la température de fusion (T_m) est de 0 ^{o}C. Au temps $t = 0$, la température à $x = 0$, est abaissée et maintenue à -20 ^{o}C. Les propriétés thermophysiques des phases solide (s) et liquide (l) sont présentées dans le Tableau 3.1:

Tableau 3.1: Propriétés thermophysiques pour les trois cas de vérification

Propriétés	**Cas 1**	**Cas 2**	**Cas 3**
k_s (W/m K)	2.22	2.22	2.22
k_l (W/m K)	2.22	2.22	0.556
Cp_s (J/kg K)	1762	1762	1762
Cp_l (J/kg K)	1762	1762	4226
ρ (kg/m^3)	1000	1000	1000
L (J/kg)	338000	33800	338000
T_m (^{o}C)	0	0	0
Temps de calcul *(sec)*	300000	45000	-

Un domaine de calcul d'une longueur de 2 m a été considéré comme illustré à la Figure 3.11 pour simuler un milieu semi-infini. À la frontière de droite (x = 2 m), une condition de flux de chaleur nul est imposée. Il est à noter que même si des éléments de deux dimensions sont illustrés sur cette figure, le calcul est effectué dans une seule dimension, soit dans la direction x.

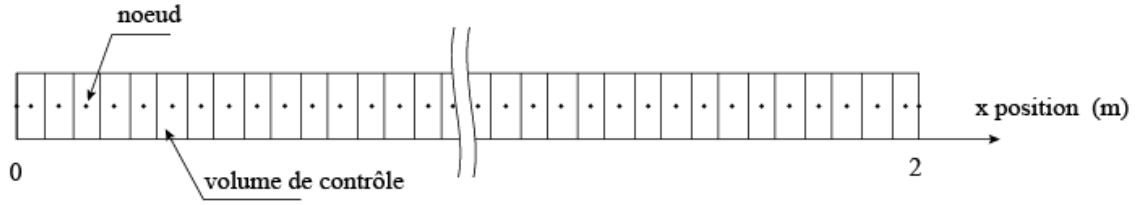


Figure 3.11: Domaine de calcul pour la vérification du modèle proposé

Une analyse de l'indépendance du maillage a été réalisée pour le 1er cas en utilisant des pas de temps de 10, 100, 500 et 1000 secondes. La Figure 3.12 montre les résultats de cette analyse :

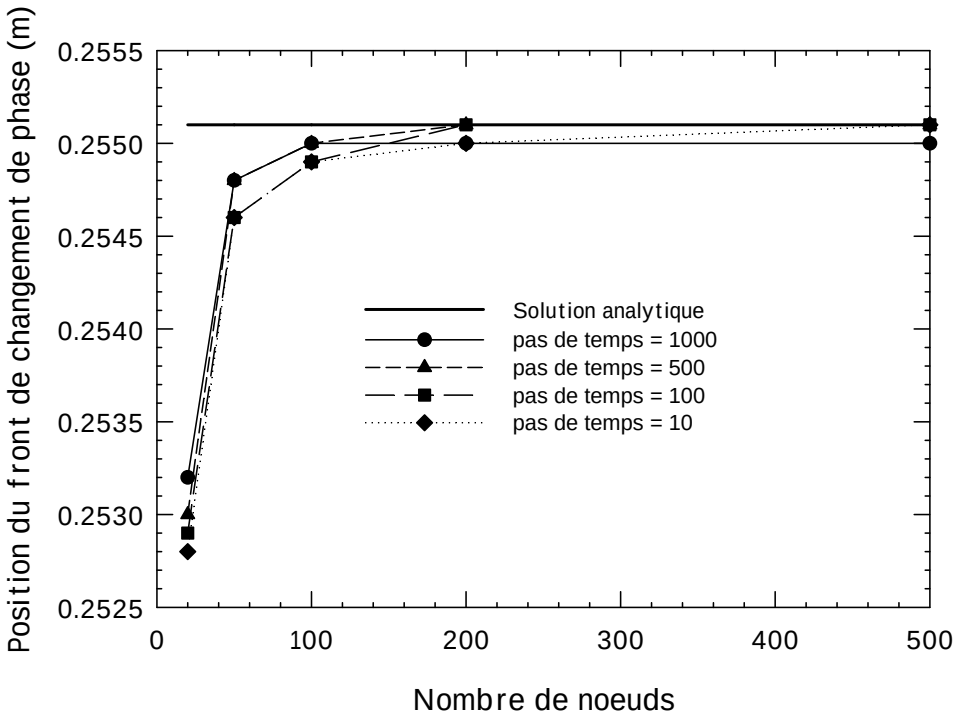


Figure 3.12: Analyse d'indépendance du maillage pour le Cas 1

On voit sur la Figure 3.12 que la position calculée du front de changement de phase devient

indépendante du maillage pour un nombre de nœuds d'environ 200. Ce nombre de nœuds a donc été utilisé avec un pas de temps de 500 secondes pour comparer le modèle proposé à la solution analytique. Le Tableau 3.2 montre les résultats de cette comparaison.

Tableau 3.2: Comparaison entre la solution du modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification pour le Cas 1

	Position du front de solidification pour $t = 3.0 \times 10^5$ s (m)	Écart (%)
Solution exacte	0.2551	-
Solution du modèle proposé	0.2551	-

Ces résultats montrent une excellente correspondance entre les deux solutions. De plus, on remarque qu'un pas de temps relativement grossier de 500 secondes est suffisant pour obtenir cette correspondance.

3.7.2 Cas 2 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes

Le deuxième cas de solidification est calculé en modifiant la chaleur latente du matériau et le temps de calcul. Les propriétés thermophysiques pour ce deuxième cas sont présentées au Tableau 3.1. Une analyse de l'indépendance du maillage a aussi été réalisée pour ce deuxième cas avec des pas de temps de 10, 100, 500 et 1000 sec. La Figure 3.13 en montre le résultat :

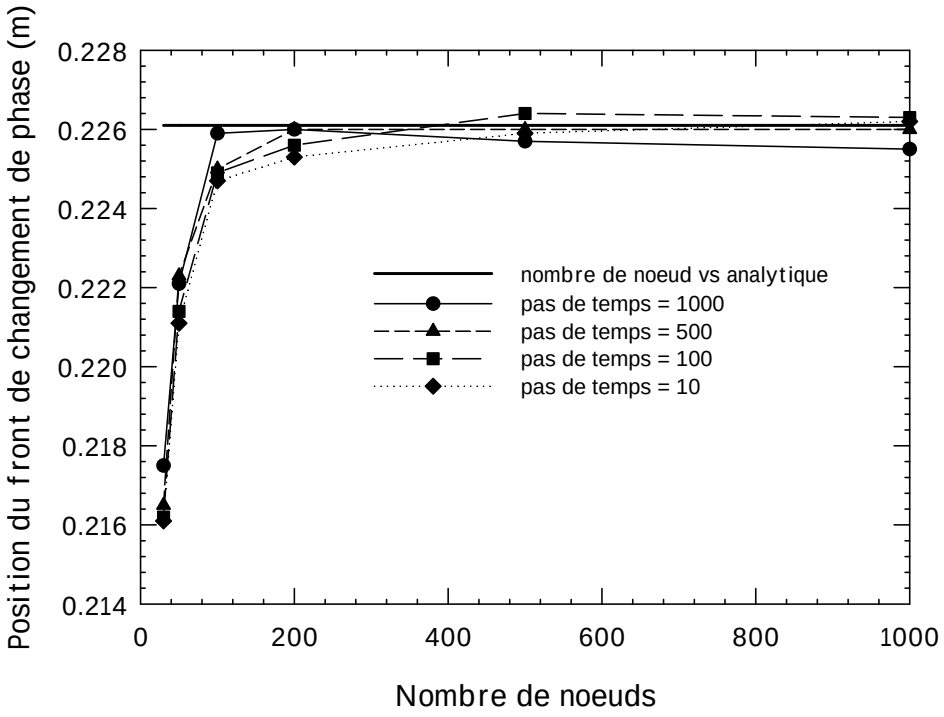


Figure 3.13: Analyse d'indépendance du maillage pour le deuxième cas

La Figure 3.13 montre que pour un nombre de nœuds d'environ 500, la solution pour la position du front de solidification peut être considérée comme étant indépendante du maillage. Ce nombre de nœuds est utilisé avec un pas de temps de 500 secondes pour comparer le modèle proposé à la solution analytique. Le Tableau 3.3 montre les résultats de cette comparaison :

Tableau 3.3: Comparaison entre la solution du modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification pour le Cas 2

	Position du front de solidification pour $t = 4.5 \times 10^4$ s (m)	Écart (%)
Solution exacte	0.2261	-
Solution numérique	0.2260	0.04

L'écart entre ces deux valeurs est très faible et montre une excellente correspondance entre le modèle proposé et la solution analytique.

Ces deux premiers cas utilisent des propriétés thermophysiques identiques pour les deux phases. Le troisième cas utilise plutôt des propriétés différentes. Ces dernières sont présentées au Tableau 3.1.

3.7.3 Cas 3 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques discontinues

Ce cas utilise les mêmes données que pour le Cas 1 pour ce qui est du domaine de calcul et de l'énergie latente de solidification mais avec des propriétés thermophysiques différentes pour les deux phases. Une analyse d'indépendance du maillage a été réalisée à t = 50000 secondes avec des pas de temps de 100 et 500 secondes. Cette analyse est présentée à la Figure 3.14.

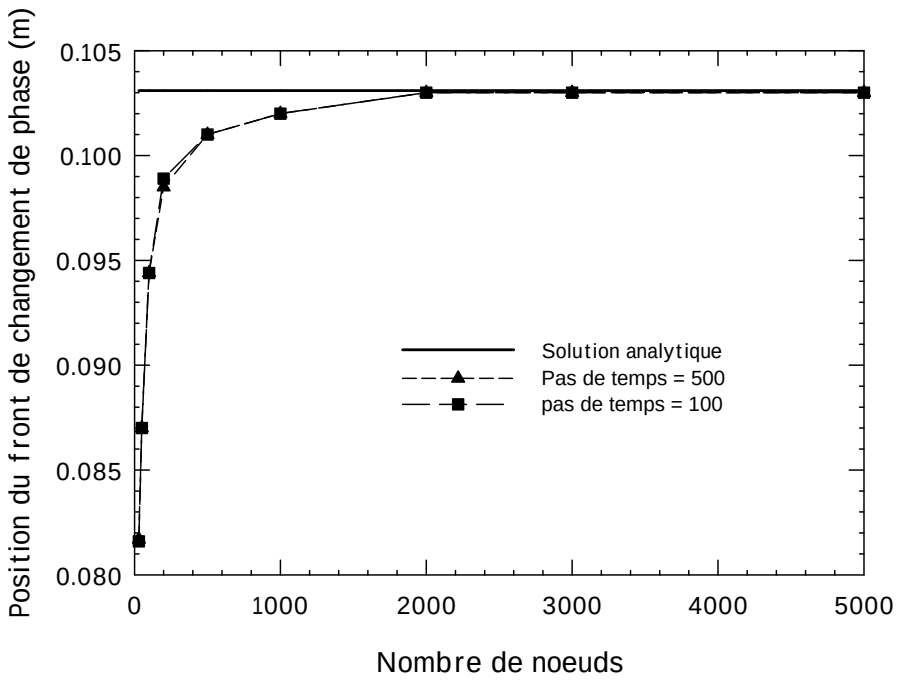


Figure 3.14: Analyse d'indépendance du maillage pour le Cas 3 à t = 50000 sec

La Figure 3.14 montre que pour un nombre de nœud d'environ 2000, la solution est indépendante du maillage. La Figure 3.15 montre la comparaison entre la solution du modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification pour différents temps. Une

excellente concordance est observée entre les résultats. Ces résultats ont été obtenus avec un pas de temps de temps de 500 secondes et un nombre de nœuds égal à 2000.

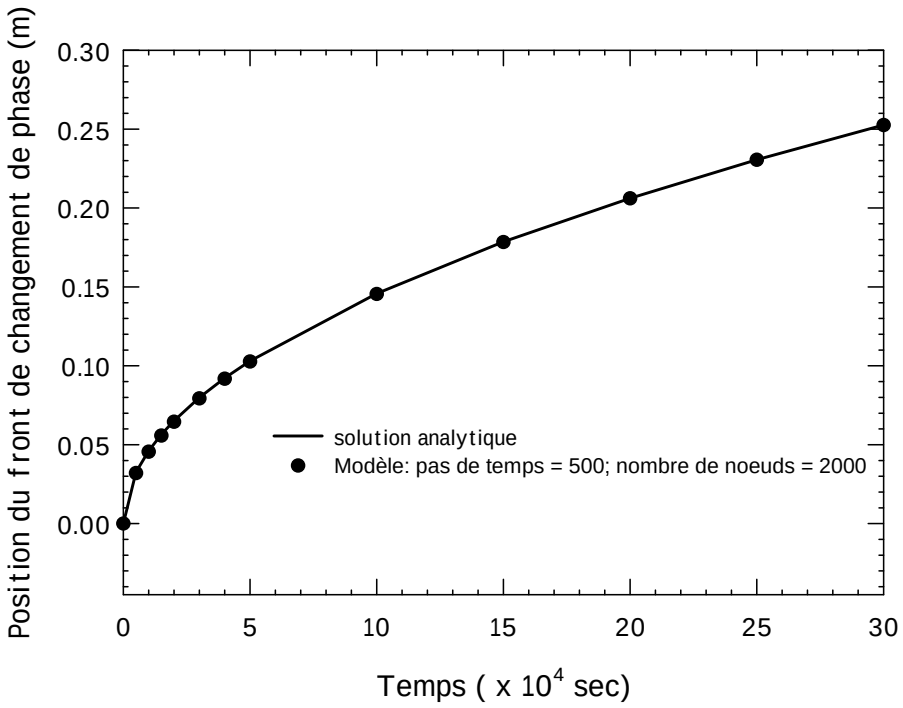


Figure 3.15: Comparaison entre le modèle proposé et la solution analytique pour la position du front de solidification

3.8 Échange convectif et conduction sans changement de phase

Pour vérifier la validité du modèle quand à la prise en compte de la condition frontière de transfert de chaleur convectif, un 4^{ième} cas a été considéré. Pour ce cas, le même domaine de calcul illustré à la Figure 3.11 est utilisé. La température initiale de matériau est fixée à 20 ^{o}C. Le fluide caloporteur est à une température de 10 ^{o}C et le coefficient d'échange convectif a une valeur de 20W/m^2 K. Le MCP a les propriétés suivantes : k = 0.5 W/m K; ρ = 1000 kg/m^3; Cp = 2000 J/kg K et T_m = 0 ^{o}C. La Figure 3.16 montre un schéma de ce cas.

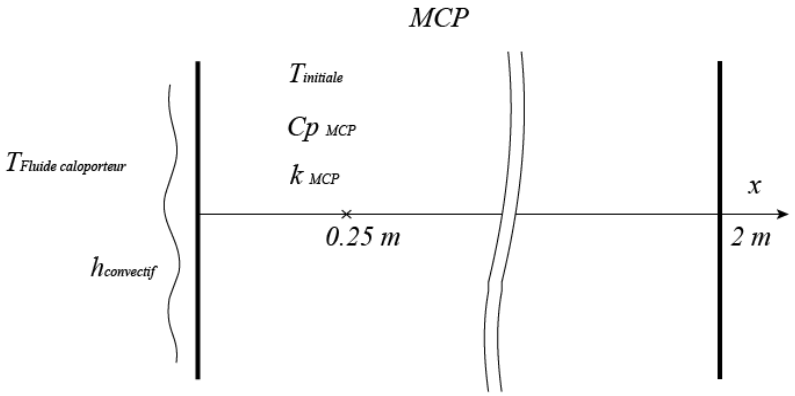


Figure 3.16: Représentation du cas d'échange convectif sans changement de phase

Deux résultats sont présentés pour t = 119 heures: i) la distribution de température dans le MCP à la fin de ce temps et l'évolution de température du MCP à x = 0.25 m. Ces résultats sont comparés à la solution analytique présentée par Incropera et al. (2007) pour un cas de conduction en régime transitoire dans un milieu semi-infini avec échange thermique convectif à la paroi. Les deux figures suivantes montrent ces résultats.

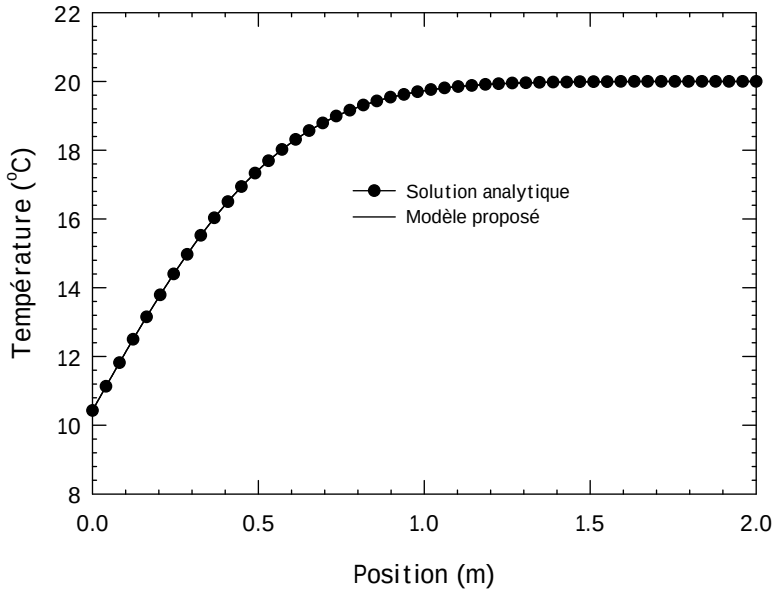


Figure 3.17: Distribution de température dans le MCP à t = 119 heures pour le 4^{ième} cas

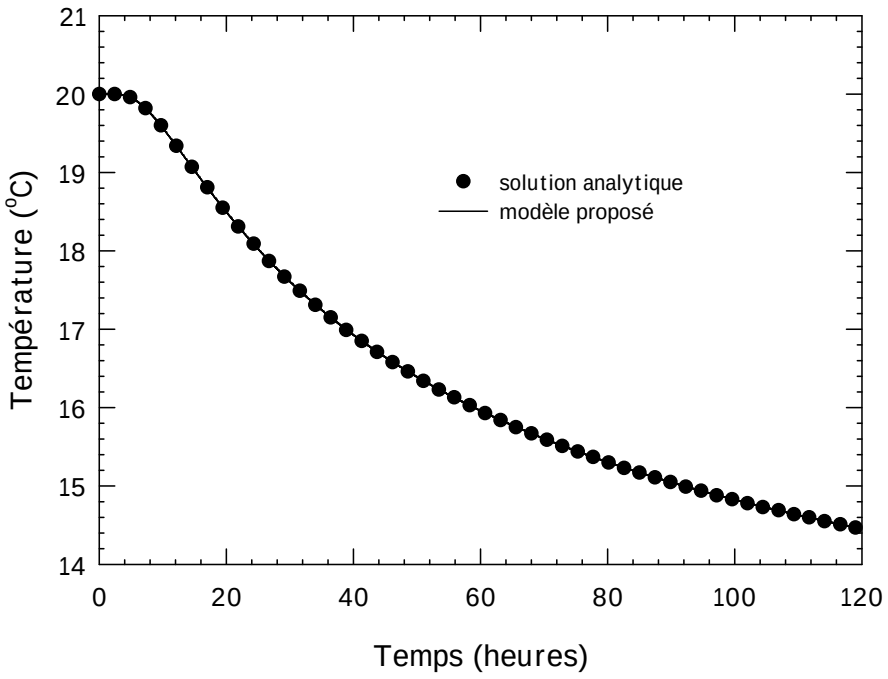


Figure 3.18: Évolution de la température du MCP à x = 0.25 m pour le 4^{ième} cas

Ces deux figures montrent une excellente correspondance entre le modèle proposé et la solution analytique.

Ces quatre cas de comparaison avec une solution analytique démontrent en partie la validité du modèle proposé. Toutefois aucune donnée expérimentale reproductible n'a été trouvée par l'auteur pour renforcer cette validation.

3.9 Utilisation du modèle

Cette section présente un exemple de l'utilisation du modèle proposé de réservoir de stockage thermique à MCP. Pour illustrer cet exemple, un réservoir d'un volume de 1 m^3 est considéré. Ce réservoir est formé de 10 colonnes de 250 blocs de MCP. Chacun de ces blocs a les dimensions suivantes : *l = 0.1 m; b = 0.1 m et δ= 0.02 m* (voir Figure 3.3).

La Figure 3.19 montre ce réservoir de MCP. L'espace réservé pour le passage du fluide caloporteur entre deux blocs de MCP est de 0.02 m. Ainsi, 50 % du volume du réservoir est occupé par le fluide caloporteur qui, dans le cas présent, est de l'eau.

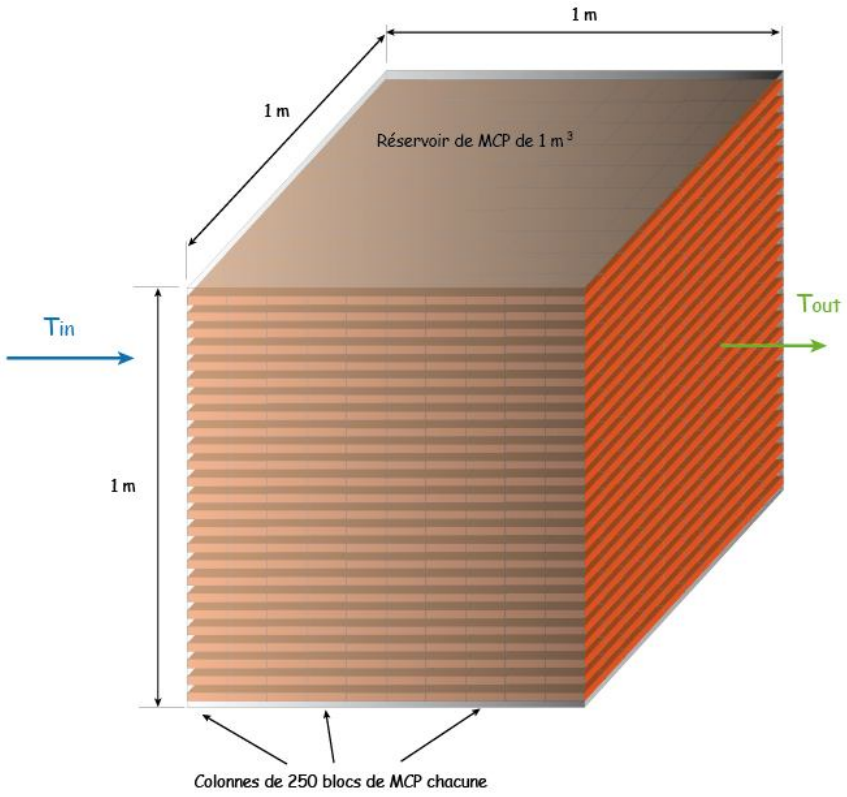


Figure 3.19: Représentation d'un réservoir de MCP de $1m^3$

Le matériau utilisé comme MCP est du chlorure de calcium hexahydraté ($CaCl_2 - 6H_2O$). Les propriétés thermophysiques des phases solide et liquide sont présentées au Tableau 3.4.

Tableau 3.4: Propriétés thermophysiques du chlorure de calcium hexahydraté

	Phase solide	**Phase liquide**
Température de fusion (^oC)	29	
Chaleur latente de fusion (kJ/kg)	187	
Densité (kg/m^3)	1710	1530
Chaleur spécifique (kJ/kg K)	1.4	2.2
Conductivité thermique (W/m K)	1.09	0.53

La température initiale du MCP est de 28 ^{o}C et la température du fluide caloporteur à l'entrée du réservoir est constante et égale à 40 ^{o}C et le débit est de 1 kg·s^{-1}. Les propriétés de l'eau suivantes sont utilisées: Cp = 4000 J·kg^{-1}K^{-1}, densité = 1000 kg·m^{-3}.

Chaque bloc de MCP est formé de 12 noeuds. Ainsi, chaque volume de contrôle a une longueur (Δx, voir Figure 3.8) de 0.001 m. Une analyse d'indépendance du maillage a été réalisée pour ce nombre de nœuds avec un pas de temps de 36 secondes. Cette dernière a été réalisée sur la température au centre d'un bloc de MCP situé dans la première colonne de blocs et est présentée à la Figure 3.20 .

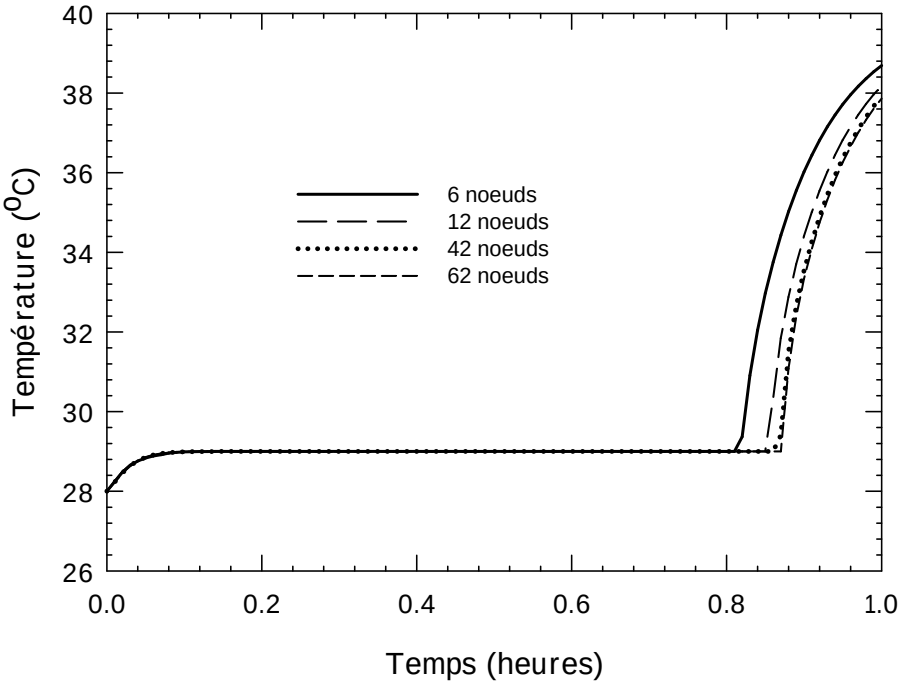


Figure 3.20: Analyse d'indépendance du maillage pour le réservoir de 1 m^3 en utilisant la température du centre d'un bloc de MCP situé sur la première colonne de blocs

La Figure 3.20 montre que pour un nombre de nœuds de 12 et un pas de temps de 36 secondes, la température du centre du bloc est pratiquement indépendante du maillage. Ce nombre de nœuds a été utilisé pour les analyses subséquentes.

La Figure 3.21 montre quelques résultats obtenus à l'aide du modèle proposé. Ces résultats montrent un cycle de recharge du réservoir.

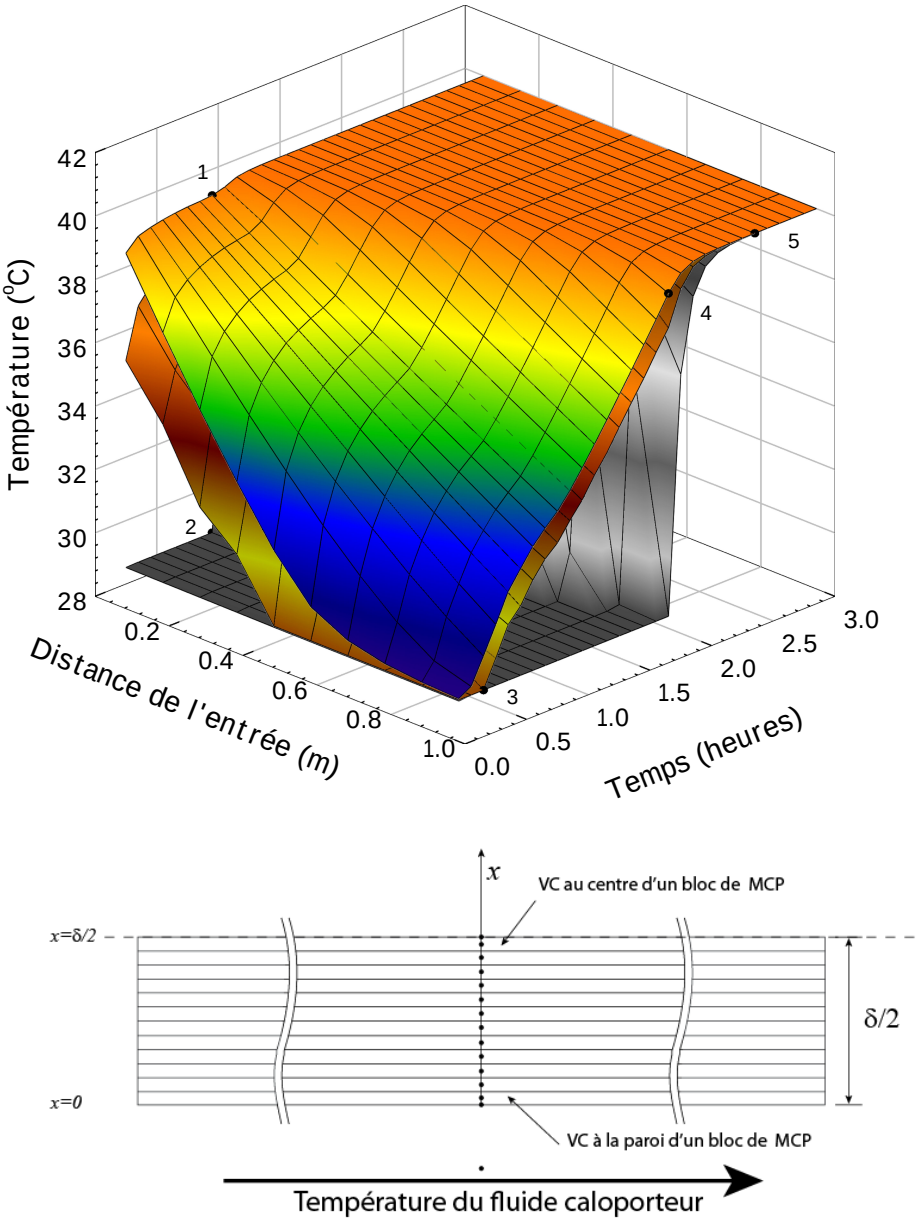


Figure 3.21: Évolution spatiale et temporelle de la température du fluide caloporteur (contour en 1^{ier} plan), du VC à la paroi d'un bloc de MCP (contour en 2^{ième} plan) et du VC au centre d'un bloc de MCP (contour en arrière plan) pendant un cycle de recharge d'un réservoir de MCP

La Figure 3.21 montre trois contours 3D qui représente chacun un profil de température différent. Le bas de la Figure 3.21 montre où ces différentes températures sont évaluées. Le contour situé en premier plan représente l'évolution spatiale et temporelle de la température du fluide caloporteur à l'intérieur du réservoir de MCP pendant le cycle de recharge. Le contour en deuxième plan, représente l'évolution spatiale et temporelle de la température des VC à la paroi des blocs de MCP. Finalement le contour en arrière plan représente l'évolution spatiale et temporelle de la température des VC au centre des blocs de MCP. Ces deux derniers contours permettent de bien comprendre à quel moment les blocs de MCP commencent et terminent leur changement de phase et l'impact de ces changements sur la température du fluide. Les numéros positionnés sur la Figure 3.21 permettent d'expliquer quelques points importants du processus de recharge. Le point 1 montre une variation accentuée de la température du fluide près de l'entrée du réservoir après un temps de 0.8 heures. Cette variation survient à la fin de la fusion de la première colonne de blocs de MCP correspondant au point 2. Puisque la fusion est complétée, la température du MCP augmente brusquement et la température du fluide augmente aussi. La Figure 3.22, qui montre le plan Température/Temps de la Figure 3.21, illustre bien cette correspondance entre les deux phénomènes.

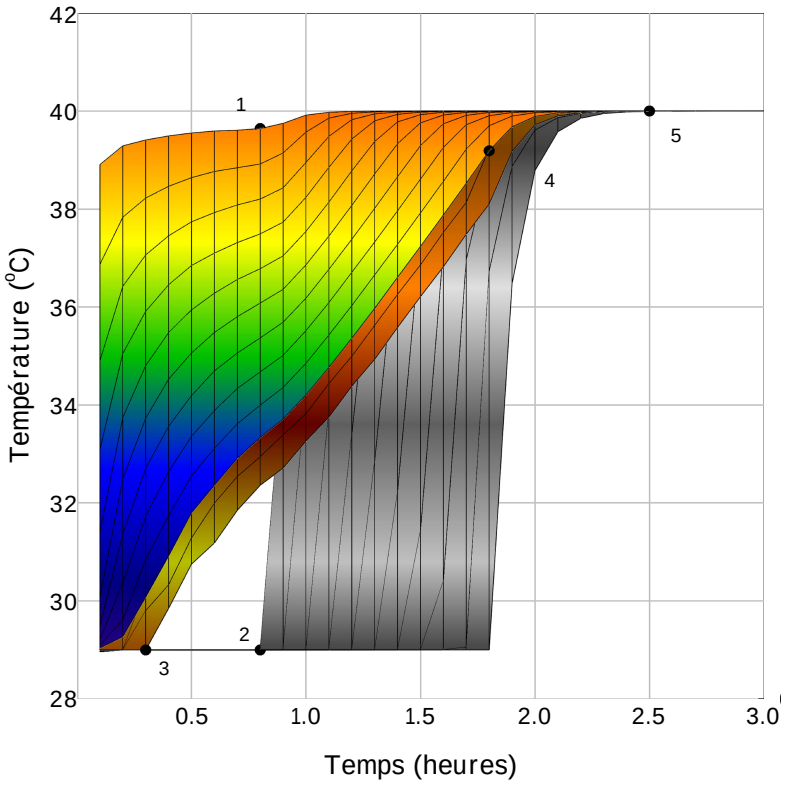


Figure 3.22: Plan Température/Temps de la Figure 3.21

Le point 3 sur ces figures montre qu'après seulement 0.3 heures, le VC à la paroi de la dernière colonne de blocs de MCP est complètement liquide et que sa température augmente brusquement suivant ainsi de très près la température du fluide caloporteur à la sortie du réservoir de stockage. Le point 4 indique qu'après 1.8 heures, la variation de la température du fluide caloporteur à la sortie du réservoir de stockage commence a diminuer car elle se rapproche de la température à l'entrée. Ce point correspond aussi au moment où les VC au centre des blocs de la dernière colonne de blocs de MCP sont complètement liquides. Cela indique que tout le MCP est liquide après 1.8 heures. Finalement le point 5 indique qu'après 2.5 heures, il n'y a plus d'échange thermique entre le fluide et le MCP puisque le fluide et le MCP sont à 40 ^{o}C.

3.9.1 Taux de charge

Le taux de charge (TC) d'un réservoir de stockage thermique à MCP est un paramètre important quant au contrôle des cycles de charge et de décharge de ce dernier. Il représente le pourcentage

de la pleine charge d'énergie thermique qu'un réservoir contient. Le taux de charge est calculé en tenant compte surtout de l'énergie latente et aussi d'une petite partie d'énergie sensible, c'est-à-dire une différence de 1 ^{o}C par rapport à la température de fusion T_m. Pour le cas illustré à la Section 3.9, il s'agit d'un réservoir chaud. Pour ce cas, le réservoir est considéré plein quand tout le MCP qu'il contient est à une supérieure ou égale à T_m+1 ^{o}C. De la même façon, le réservoir est considéré vide quand tout le MCP qu'il contient est à une température inférieure ou égale à T_m – 1 ^{o}C. Le taux de charge pour chaque VC dans ce cas est calculé ainsi :

$$TC_i = \begin{cases} 1 & T \geq T_m + 1 \\ \dfrac{\rho Cp_s + \rho L + (T - T_m) \cdot \rho Cp_l}{\rho Cp_s + \rho L + \rho Cp_l} & T_m < T < T_m + 1 \\ \dfrac{\rho Cp_s + (f_l \cdot \rho L)}{\rho Cp_s + \rho L + \rho Cp_l} & T = T_m \\ \dfrac{[T - (T_m - 1)] \cdot \rho Cp_s}{\rho Cp_s + \rho L + \rho Cp_l} & T_m - 1 < T < T_m \\ 0 & T \leq T_m - 1 \end{cases} \tag{3.28}$$

La moyenne pour tous les VC est calculée et utilisée comme taux de charge pour le réservoir entier :

$$TC = \frac{\sum_{i=1}^{n} TC_i}{n} \tag{3.29}$$

où n est le nombre de VC dans tout le réservoir de stockage.

La Figure 3.23 montre l'évolution du taux de charge pour le cycle de recharge du réservoir de 1 m^3 présenté ci-dessus.

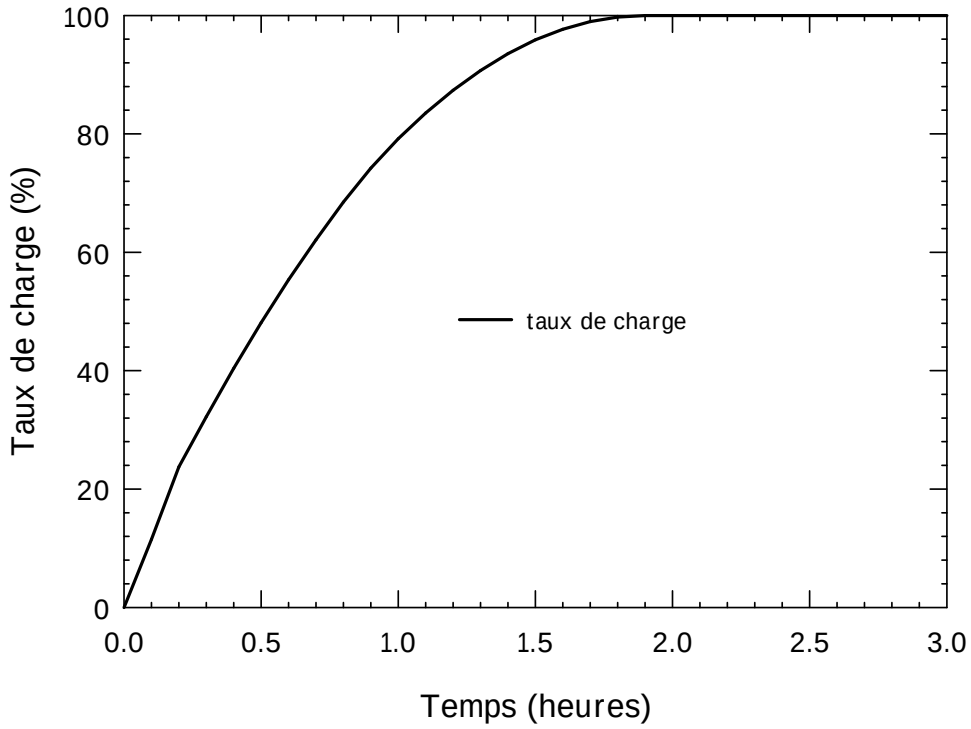


Figure 3.23: Évolution du taux de charge pour le cycle de recharge du réservoir de 1 m^3

3.10 Bilan énergétique

Afin de s'assurer que l'énergie fournie au MCP à travers ses parois par le fluide caloporteur est égale à l'énergie emmagasinée par le MCP, il est possible de réaliser un bilan d'énergie. Un exemple de ceci est présenté dans l'annexe consacrée à l'utilisation du modèle proposé dans l'environnement TRNSYS.

3.11 Résumé

Ce chapitre présente les différentes étapes de la création du modèle numérique d'un réservoir de stockage thermique utilisant des MCP basé sur la méthode « enthalpie » à une dimension. Ce modèle est implanté dans l'environnement TRNSYS et les détails du TYPE ainsi crée sont présentés en annexe. Bien qu'aucune donnée expérimentale reproductible n'ait été trouvée dans la littérature, plusieurs cas ayant des solutions analytiques ont été utilisés pour vérifier les résultats numériques.

De plus, une autre méthode numérique pour la résolution du problème de changement de phase à une dimension (la méthode de la « capacité thermique équivalente ») a été développée afin de présenter une comparaison inter modèle. Cette comparaison est présentée en annexe. Dans cette dernière il est montré que les résultats obtenus avec les deux méthodes sont très similaires. Toutefois, la méthode de la « capacité thermique équivalente » nécessite un nombre de nœuds beaucoup plus élevé et un pas de temps beaucoup plus petit pour obtenir la même précision que la méthode « enthalpie ». De plus, il est à noter que le temps de calcul est beaucoup plus long dans le cas de la méthode de la « capacité thermique équivalente ».

Le prochain chapitre est consacré à l'utilisation du modèle TRNSYS développé dans ce chapitre dans des simulations relativement complexes de cycle de charge/décharge pour des réservoirs de MCP couplés à des systèmes géothermiques.

CHAPITRE 4 APPLICATIONS ET RÉSULTATS

4.1 Introduction

Les matériaux à changement de phase (MCP) font l'objet de plusieurs études dans le domaine du bâtiment. Halawa et al. (2010) ont développé un modèle pour simuler un conteneur rectangulaire de MCP semblables à ceux utilisés dans le modèle proposé au chapitre précédent. Halawa et al. (2011) ont utilisé ce modèle pour créer un TYPE dans TRNSYS afin d'évaluer les performances d'une unité de stockage thermique utilisant les MCP incorporée à la ventilation pour le chauffage d'un bâtiment. Ce modèle utilise toutefois certaines hypothèses qui limitent son utilisation à des systèmes de ventilation, c'est-à-dire avec de l'air comme fluide caloporteur. Certaines études traitent aussi de systèmes géothermiques utilisant du stockage thermique. Benli (2011) évalue la performance énergétique d'une pompe à chaleur (PAC) géothermique utilisant un stockage à MCP pour le chauffage d'une serre. Dans cette étude l'emphase est toutefois mise sur l'avantage d'utiliser la géothermie par rapport à un système utilisant une PAC air-air. Han et al. (2008), ont quant à eux réalisé la simulation d'une PAC géothermique combiné à des panneaux solaires thermiques utilisant un réservoir de stockage à MCP. Cette étude évalue la fraction solaire réalisable à l'aide d'un tel réservoir et ne s'attarde que très peu au système géothermique. Un système similaire est étudié par Qi et al. (2008), mais cette fois, les MCP sont utilisés pour réaliser du stockage saisonnier et l'emphase est mise sur l'amélioration des performances des panneaux solaires. Finalement, Langlois et al. (2010) évaluent l'impact des réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques. Cette dernière étude traite cependant de stockage d'énergie sensible avec des réservoirs d'eau.

Ce chapitre exploite le modèle proposé au chapitre précédent et examine l'utilisation de réservoirs de stockage de MCP dans les systèmes géothermiques. Pour ce faire des simulations sont réalisées dans l'environnement TRNSYS. Des explications détaillées des différentes caractéristiques (paramètres, input, output, etc.) du TYPE développé ainsi qu'un exemple de son utilisation sont fournies en annexe.

Dans un premier temps, un système de base utilisant des réservoirs d'eau est élaboré. Ensuite, le même système utilisant des réservoirs de MCP est étudié afin d'en comparer les performances.

4.2 Méthodologie

4.2.1 Système de base avec réservoir d'eau

Le système étudié ici ressemble en plusieurs points à celui du Chapitre 2. Dans ce précédent chapitre, une réduction de la longueur des puits géothermique de 15 % est rendue possible grâce à l'utilisation de 2 réservoirs d'eau de 120 m^3 chacun tout en limitant la capacité des PAC à 85 tonnes. Un système géothermique composé de 28 puits d'une longueur de 110 m chacun est ainsi suffisant pour combler les besoins en chauffage et en climatisation du bâtiment considéré. Ce dernier cas simulé dans le Chapitre 2 sert ici de point de départ, de sorte que le même bâtiment et le même système géothermique composé de 28 puits d'une longueur de 110 m sont utilisés. Toutefois la configuration du système étudié est modifiée afin de s'adapter aux particularités du modèle proposé de réservoirs d'énergie à MCP (TYPE 292). La principale différence se situe au niveau de la charge et de la décharge des réservoirs de stockage. Effectivement, dans ce deuxième chapitre, les réservoirs comblent directement les besoins en chauffage et en climatisation du bâtiment et les PAC sont utilisées pour les recharger au besoin (voir Figure 2.2). Dans le cas présent, les PAC comblent directement les besoins thermiques du bâtiment et lorsque ceux-ci sont trop grands pour leur capacité, le réservoir de stockage est sollicité pour en combler une partie. Les réservoirs de stockage peuvent aussi être rechargés par les PAC en utilisant un circuit différent. Le but de cette configuration différente est aussi de s'attaquer directement aux besoins thermiques de pointe du bâtiment. Les réservoirs n'étant sollicités qu'en période de pointe, leur volume peut être réduit tout en ayant le même impact sur le système géothermique. La Figure 4.1 montre ce système.

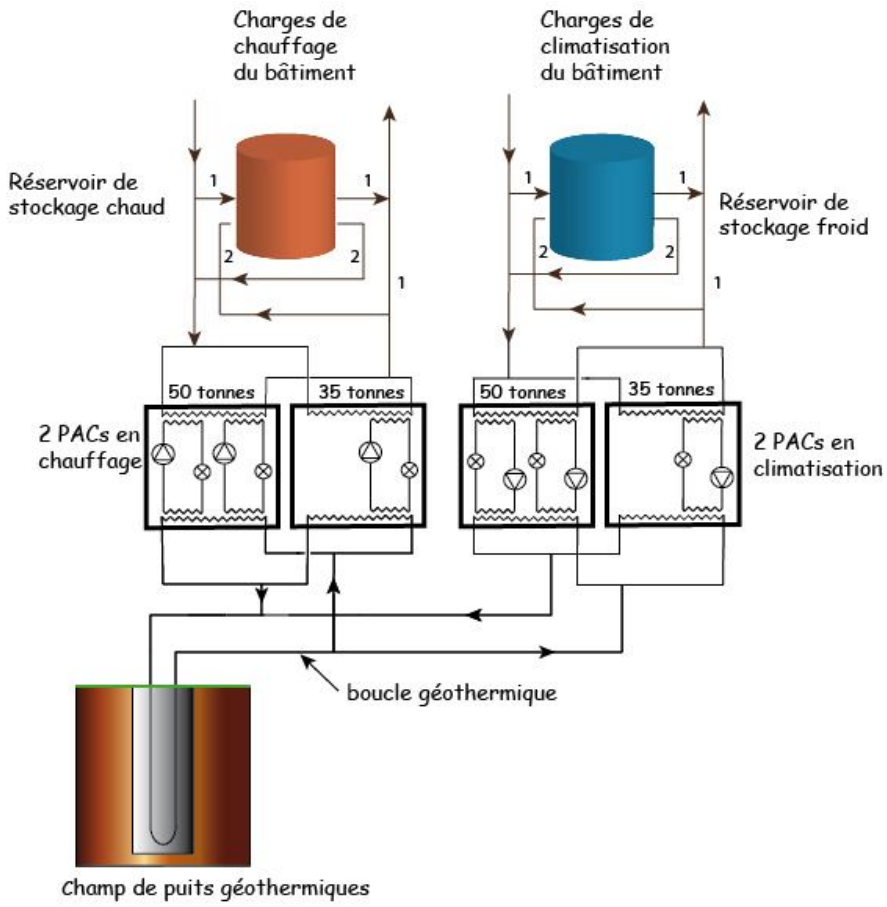


Figure 4.1: Représentation schématique du système avec réservoirs d'eau

Les circuits numérotés 1 et 2 sur la Figure 4.1 représentent respectivement les circuits utilisés pour la décharge et la recharge des réservoirs de stockage. Le circuit 1 permet aux réservoirs de contribuer si nécessaire au chauffage et à la climatisation du bâtiment. Le circuit 2 est utilisé pour recharger les réservoirs. Ces deux circuits ne sont toutefois jamais utilisés en même temps pour le même réservoir. La priorité est donnée au circuit 1, c'est-à-dire que tant que les deux PAC sont nécessaires pour combler les besoins thermiques du bâtiment, il n'y a pas de recharge possible des réservoirs. En revanche, les deux PAC en parallèles, soit celle de 50 et de 35 tonnes, fonctionnent indépendamment quant au choix des circuits 1 et 2. En d'autres mots, si la PAC de 50 tonnes est requise pour combler les besoins thermiques du bâtiment, mais que celle de 35 tonnes ne l'est pas, cette dernière peut servir à recharger le réservoir de stockage. Ainsi, trois modes d'opération des PAC sont possibles. La Figure 4.2 montre plus en détails ces trois possibilités avec le réservoir de stockage froid.

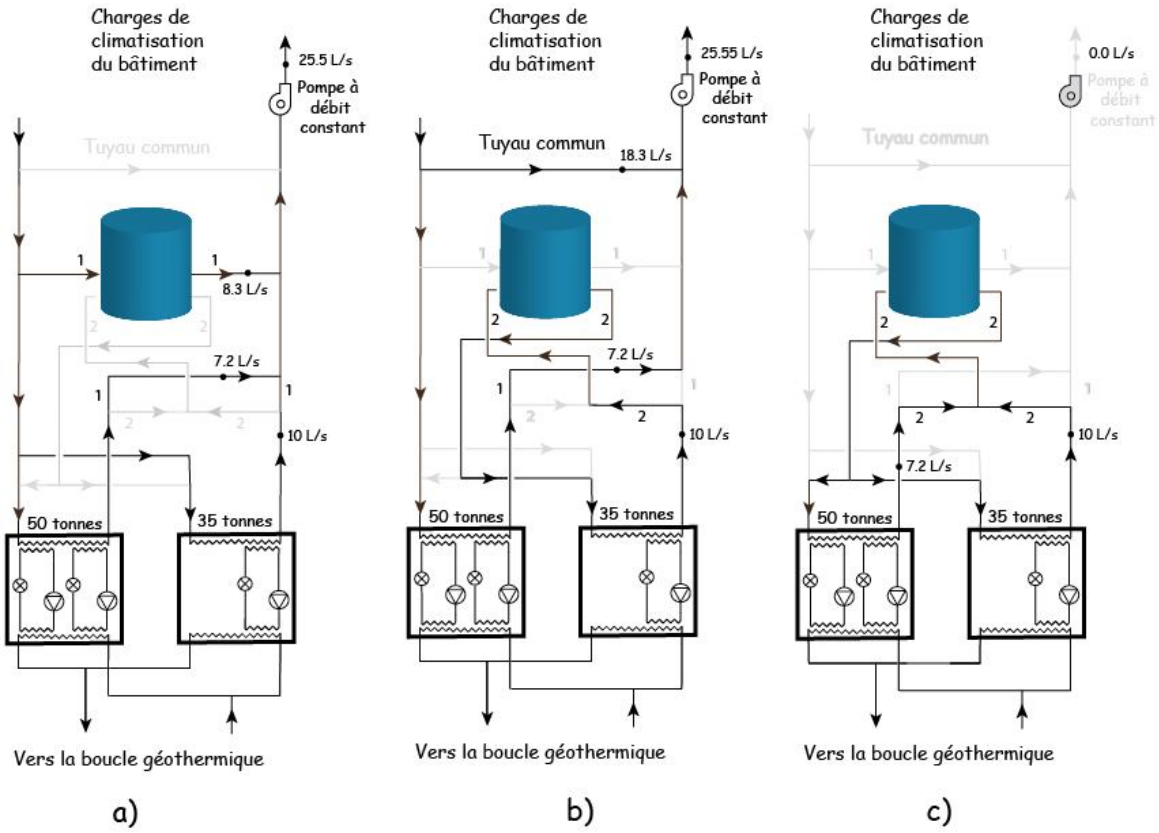


Figure 4.2: Détails des circuits de décharge (1) et de recharge (2) pour les réservoirs d'eau

La Figure 4.2 a) représente le mode où les deux PAC sont requises pour combler les besoins thermiques du bâtiment. Dans ce mode, le réservoir de stockage peut contribuer si nécessaire à combler ces besoins thermiques. La Figure 4.2 b) représente le mode où seulement la PAC de 50 tonnes est requise pour combler les besoins thermiques du bâtiment. Dans ce cas, le réservoir de stockage ne contribue pas à combler ces besoins thermiques et la PAC de 35 tonnes peut servir à le recharger si nécessaire. La Figure 4.2 c) représente le cas où il n'y a aucun besoin thermique pour le bâtiment. Dans ce cas, les deux PAC peuvent recharger le réservoir de stockage si nécessaire. La Figure 4.2 montre aussi le tuyau commun qui sert à dévier une partie du débit vers les réservoirs de stockage thermique afin de les décharger pour contribuer aux besoins thermiques du bâtiment. Un débit fixe de 8.3 L/s est utilisé pour décharger les réservoirs de stockage. Lorsque la décharge du réservoir n'est pas requise, ce débit est recirculé vers le bâtiment à travers le tuyau commun. Les deux PAC fonctionnant chacune à un débit bien défini de 7.2 et de 10 L/s,

ce tuyau permet de maintenir l'équilibre hydraulique du système. Une pompe à débit constant représentée sur la Figure 4.2 est aussi utilisée à cette fin et assure un débit de 25.5 L/s vers le bâtiment. Ainsi, dans le cas représenté à la Figure 4.2 *b)*, où seule la PAC de 50 tonnes est requise pour combler les besoins thermiques du bâtiment, le débit dans le tuyau commun est de 18.3 L/s incluant 10 L/s qui dans le cas représenté à la Figure 4.2 *a)* provient de la PAC de 35 tonnes. Dans le cas montré à la Figure 4.2 *c)* il n'y a aucun besoin thermique et la pompe à débit constant est simplement à l'arrêt.

4.2.2 Système avec stockage thermique à MCP

Le même système est aussi simulé en remplaçant les réservoirs d'eau par des réservoirs de stockage à MCP. La Figure 4.3 montre ce système.

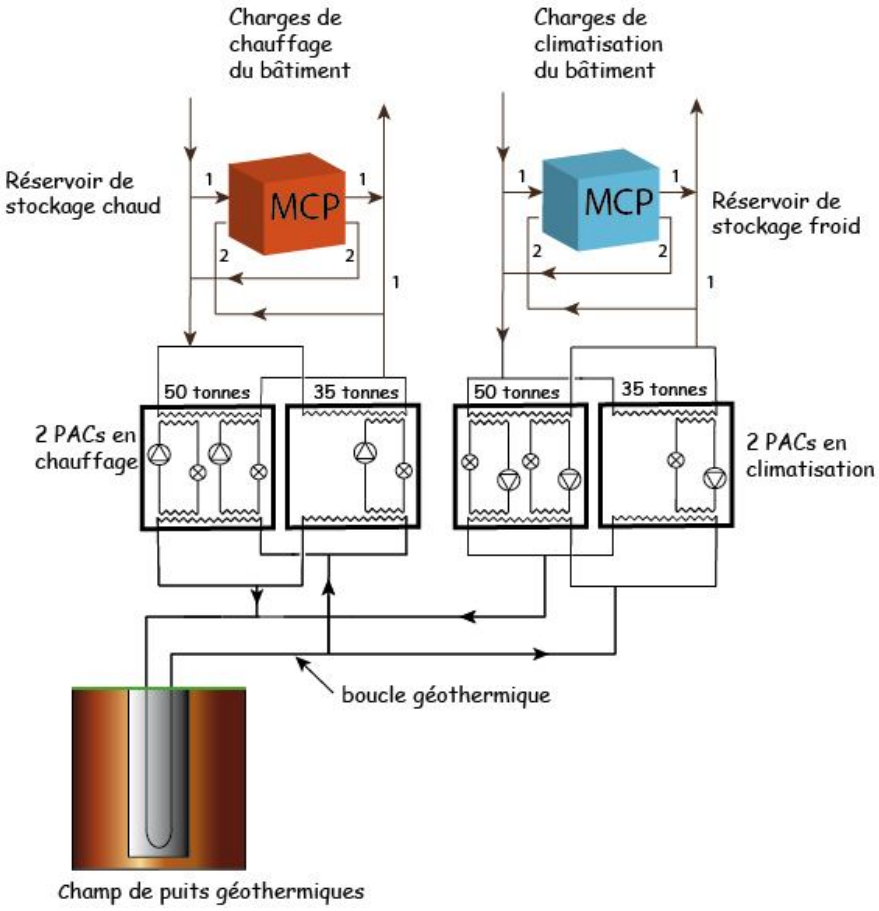


Figure 4.3: Représentation schématique du système avec réservoirs de stockage à MCP

Les même trois modes d'opération représentés à la Figure 4.2 sont utilisés pour ce système.

4.3 Simulation

Les systèmes décrits plus haut sont modélisé dans l'environnement TRNSYS avec un pas de temps de 0.01 heure. Le même pas de temps est utilisé dans le code source du TYPE 292. Les modèles utilisés sont décrits aux sections suivantes. La figure suivante montre l'assemblage TRNSYS utilisé pour simuler le système avec stockage thermique à MCP. Le temps de calcul pour simuler un tel assemblage sur une période de 1 an avec une ordinateur *Intel Core2 Quad* 2.66 GHz avec 3.25 Go de RAM est d'environ 2.5 à 3 heures en fonction du volume des réservoirs à MCP utilisés.

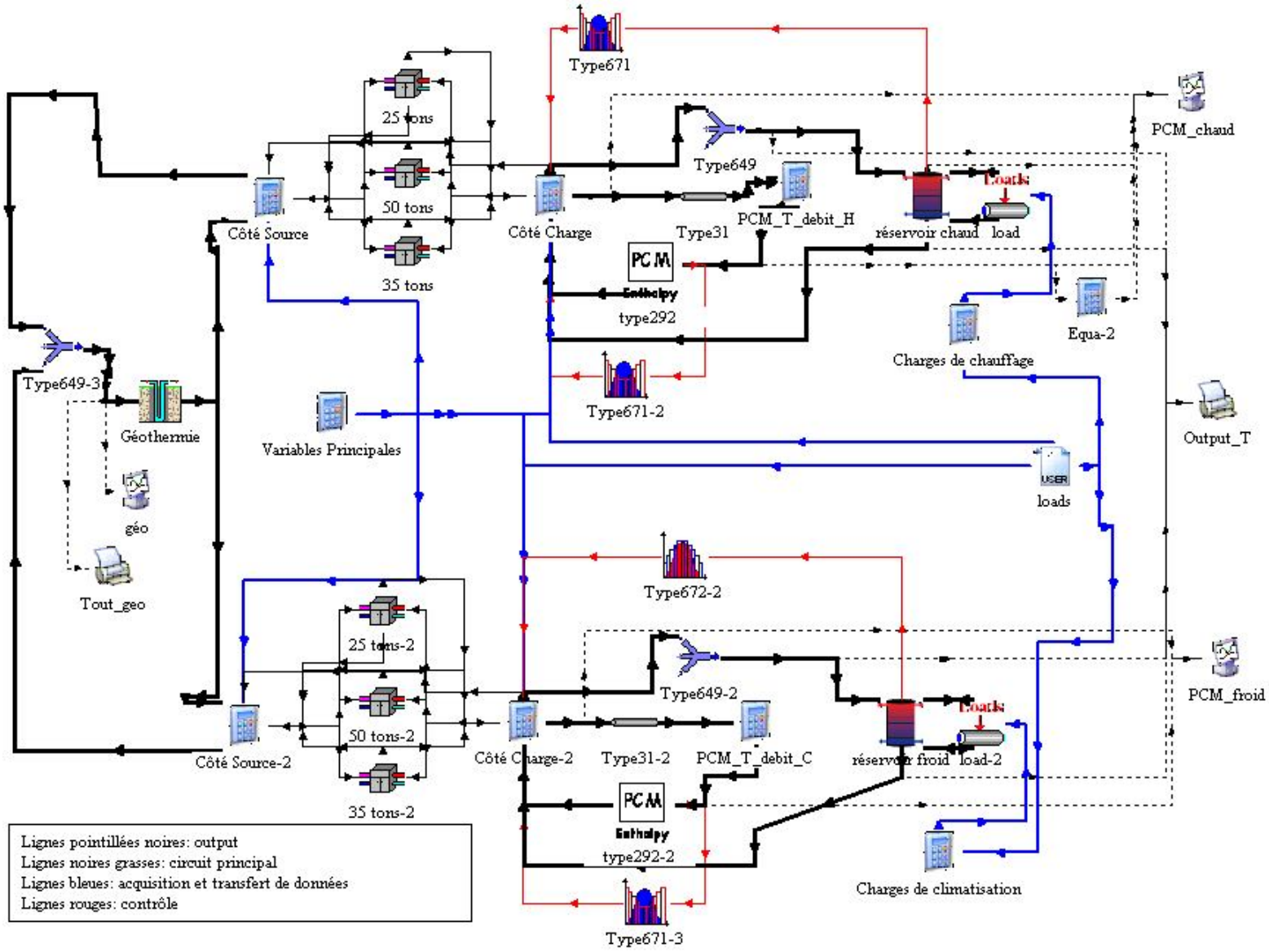


Figure 4.4: Assemblage dans l'environnement TRNSYS

4.3.1 Pompes à chaleur

Les mêmes PAC qu'au Chapitre 2, dont les performances en chauffage et en climatisation sont représentées par les Tableaux 2.1 et 2.2, sont utilisées dans ce chapitre. La configuration montrée à la Figure 2.3 est aussi utilisée dans TRNSYS afin de bien représenter les deux compresseurs par PAC. Il est à noter que le deuxième compresseur de la PAC de 70 tonnes n'est pas considéré dans le présent chapitre (voir les Figures 4.1 à 4.3).

4.3.2 Contrôle des PAC et des réservoirs de stockage

Dans les deux cas simulés (réservoirs de MCP et réservoirs d'eau), les PAC sont contrôlées de la même façon. Le contrôle de la mise en marche des différentes PAC est réalisé à l'aide des TYPE 671 et 672 (contrôleur différentiel « n-stage » respectivement en chauffage et en climatisation) de la bibliothèque TESS (2004). Ce contrôleur agit, pour le cas étudié, en fonction de la température de retour aux PAC du côté bâtiment (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3). Pour le chauffage, les températures de retour à la PAC de 40, 38.5 et 37 °C activent respectivement les PAC de 25, 50 et 35 tonnes. Comme les PAC de 25 et 50 tonnes représentent la même PAC mais avec respectivement 1 ou 2 compresseurs en marche, la mise en marche de la PAC de 50 tonnes éteint celle de 25 tonnes. Pour la climatisation, la même stratégie de contrôle est appliquée avec les températures de retour du côté *charge* (T_{in} *charge*, voir Figure 2.3) de 8.5, 10 et 11.5 °C qui activent respectivement les PAC de 25, 50 et 35 tonnes. Un quatrième signal pour chacun de ces contrôleurs est utilisé pour activer la contribution des réservoirs de stockage aux besoins thermiques du bâtiment. Ainsi, en chauffage, une température de retour vers les PAC de 35.5 ^{o}C active le débit pour la décharge du réservoir de stockage. Ce débit est alors soustrait du tuyau commun et le débit total vers le bâtiment est conservé. En climatisation, une température de 13 ^{o}C active la contribution du réservoir de stockage. Des TYPE 671 et 672 sont aussi utilisés pour indiquer si les réservoirs de stockage nécessitent d'être rechargés. Pour les réservoirs d'eau, la température moyenne du réservoir est utilisée comme repère. Pour le réservoir d'eau chaude, une température de consigne de 40 ^{o}C est fixée. Ainsi, lorsque la température moyenne du réservoir chaud est inférieure à cette température, la recharge est considérée requise. La même stratégie avec une température de consigne de 8.5 ^{o}C est utilisée pour le réservoir froid. Pour ce qui est des réservoirs à MCP, le *taux de charge* est utilisé à cette fin. S'il est inférieur à 100 %, le signal l'indique et les réservoirs sont rechargés dès qu'une des PAC est disponible.

4.3.3 Réservoirs de chaleur sensible

Le TYPE 4 de TRNSYS est utilisé pour représenter les réservoirs de chaleur sensible. Une stratification de 10 nœuds est choisie. Deux réservoirs cylindriques de 120 m^3 chacun (5 m de hauteur et 2.76 m de rayon) sont considérés, un premier pour stocker la chaleur produite par les PAC en chauffage et un deuxième pour stocker le froid produit par les PAC en climatisation (voir Figure 2.2). Les réservoirs d'eau utilisés ayant deux entrées et deux sorties possibles, l'entrée et la sortie représentées à droite sur la Figure 2.5 sont utilisés pour le mode décharge (voir Figure 4.2 *a)*) tandis que l'entrée et la sortie représentées à gauche sur la Figure 2.5 sont utilisées pour le mode recharge (voir Figure 4.2 *b) et c)*).

4.3.4 Réservoir de chaleur latente et matériau à changement de phase

Le TYPE 292 est utilisé pour représenter les réservoirs de stockage thermique à MCP. Ces derniers ont un volume de 45 m^3 chacun avec une surface d'entrée du fluide caloporteur de 1.5 m^2 et une longueur de 30 m. La figure suivante montre les dimensions d'un tel réservoir.

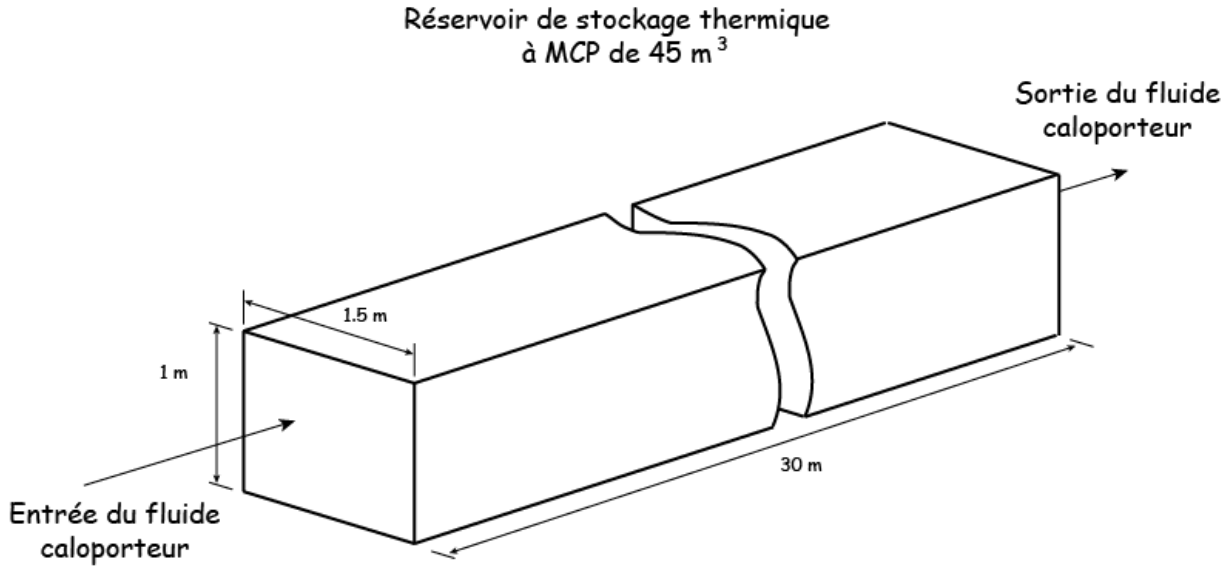


Figure 4.5: Réservoir de stockage thermique à MCP d'un volume de 45 m^3

Ce réservoir est ainsi composé de 300 colonnes de 375 blocs de MCP chacun ayant les dimensions suivantes : l = 0.1 m, b = 0.1 m et δ = 0.02 m (voir Figure 3.1). Un nombre de nœuds par bloc de 22 a été choisi pour obtenir une indépendance du maillage avec le pas de temps de

0.01 heures. Ce pas de temps est ici égale au pas de TRNSYS mais correspond au pas de temps interne du TYPE 292. Le même nombre de nœuds et le même pas de temps sont utilisés dans le guide d'utilisation du TYPE 292 en annexe. Les matériaux à changement de phase utilisés dans cette étude sont produits par la compagnie *Phase Change Material Products Limited* (2009). Les matériaux ont été sélectionnés en fonction de leur température de fusion. Le tableau suivant décrit les propriétés thermophysiques des matériaux à changement de phase pour les réservoirs chaud et froid. Des propriétés constantes pour les deux phases (solide et liquide) sont supposées.

Tableau 4.1: Propriétés thermophysiques des matériaux à changement de phase utilisés

Propriétés	MCP chaud – A42	MCP froid – A9
Température de fusion (^{o}C)	42	9
Masse volumique ($kg \cdot m^{-3}$)	905	775
Chaleur latente ($kJ \cdot kg^{-1}$)	195	220
Chaleur spécifique (($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	2.22	2.16
Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.21	0.21

Contrairement aux réservoirs d'eau, les réservoirs de MCP n'ont qu'une seule entrée et une seule sortie pour le fluide caloporteur. Les circuits de charge et de décharge utilisent donc la même entré et la même sortie. Cela ne pose évidemment pas de problème puisque ces deux circuits ne sont jamais utilisés en même temps.

4.3.5 Puits géothermiques

Le modèle DST (Hellström, 1989) est utilisé pour simuler le champ de puits géothermiques en utilisant les caractéristiques présentées au Tableau 1.1.

4.3.6 Charges du bâtiment

Les charges du bâtiment sont intégrées au système avec le TYPE 682 de la bibliothèque TESS (2004). Les charges en chauffage et en climatisation sont traitées séparément. Il est à noter que le bâtiment peut nécessiter du chauffage et de la climatisation simultanément.

4.3.7 Débits et fluides

Puisqu'elles représentent en fait la même PAC, un même débit est utilisé pour les PAC de 25 et 50 tonnes et un autre pour les PAC de 35 tonnes (voir Figure 4.1). Le débit du côté *source* (voir Figure 2.3) est de 9.5 L/s pour la PAC de 50 tonnes et de 13.3 L/s pour la PAC de 35 tonnes. Du côté *charge* les débits sont respectivement de 7.2 L/s et 10 L/s pour les PAC de 50 et 35 tonnes. Les débits des différentes PAC sont additionnés de sorte que les puits géothermiques peuvent admettre un débit variant de 9.5 L/s si une seule des PAC de 50 tonnes fonctionne, à 45.8 L/s si toutes les PAC fonctionnent en même temps. Du propylène glycol 25 % est utilisé comme fluide caloporteur pour les puits géothermiques et de l'eau est utilisée pour le côté *charge.*

4.4 Résultats

La température de sortie des puits géothermiques est utilisée comme base de comparaison pour les deux systèmes.

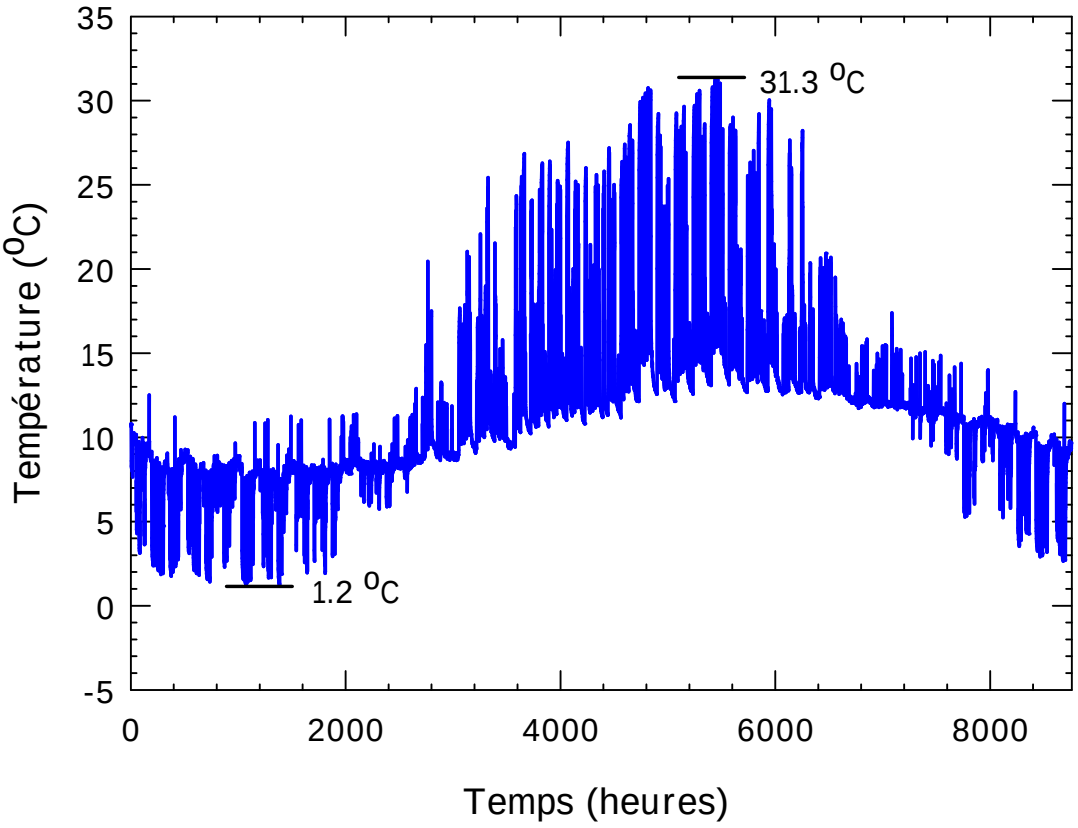


Figure 4.6: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoir de chaleur sensible lors de la 1ière année de simulation

La Figure 4.6 représente la température de sortie des puits géothermiques lors de la 1ère année de simulation pour le système utilisant des réservoirs d'eau. Celle-ci indique que cette température atteint 31.3 °C comme maximum en climatisation et 1.2 °C comme minimum en chauffage. Afin de s'assurer que cette configuration répond convenablement aux besoins thermiques de pointe du bâtiment, la température d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes en climatisation et en chauffage sont tracées à la figure suivante.

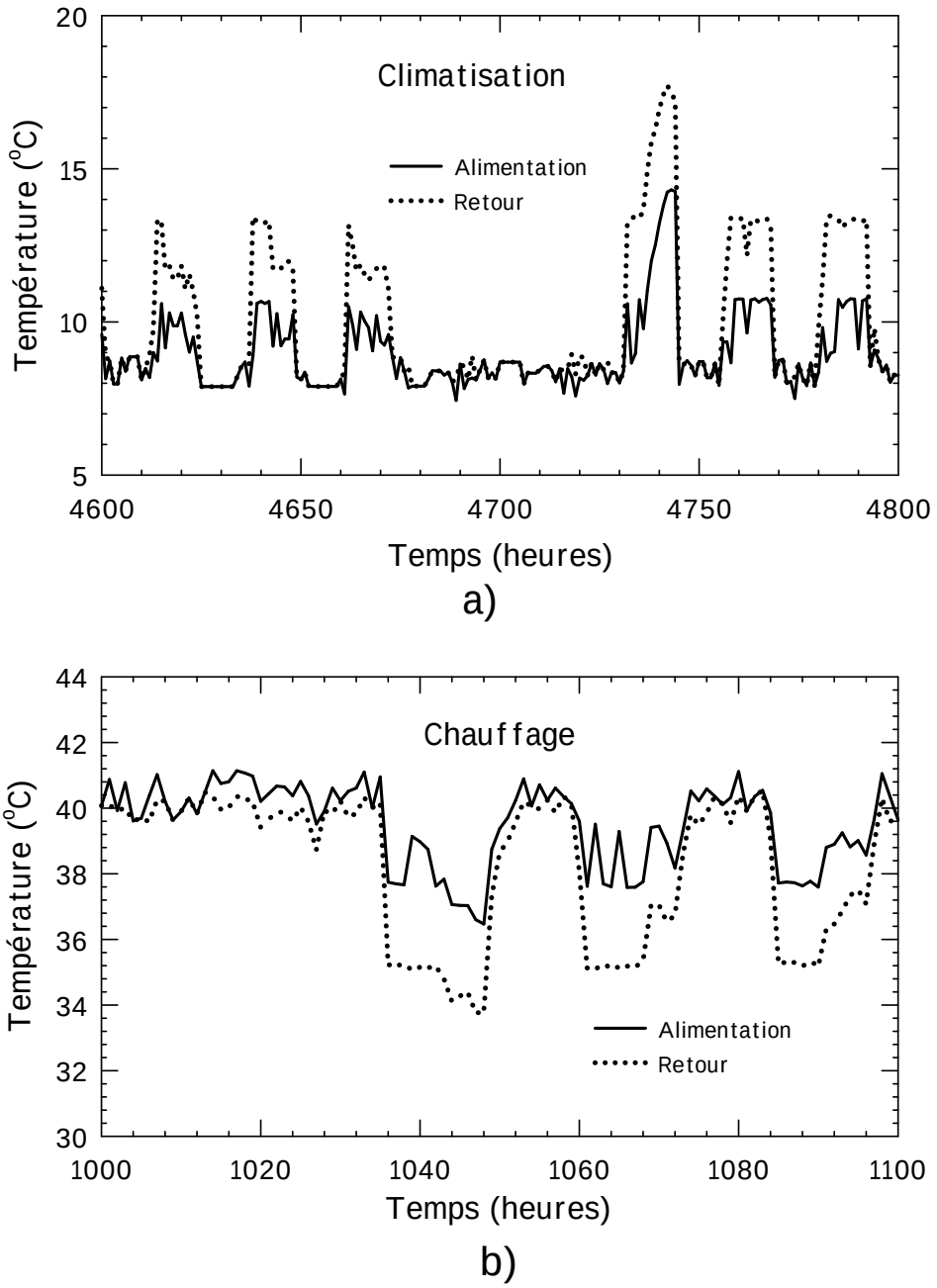


Figure 4.7: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs d'eau

La Figure 4.7 montre que le système avec réservoirs d'eau satisfait les besoins thermiques du bâtiment puisque la température minimale d'alimentation vers le bâtiment en chauffage est

d'environ 36.5 ^{o}C et la température maximale en climatisation est d'environ 14.3 ^{o}C. Ces températures sont considérées acceptables.

La figure suivante montre la température de sortie des puits géothermiques pour le système avec des réservoirs de stockage thermique à MCP d'un volume de 45 m^3.

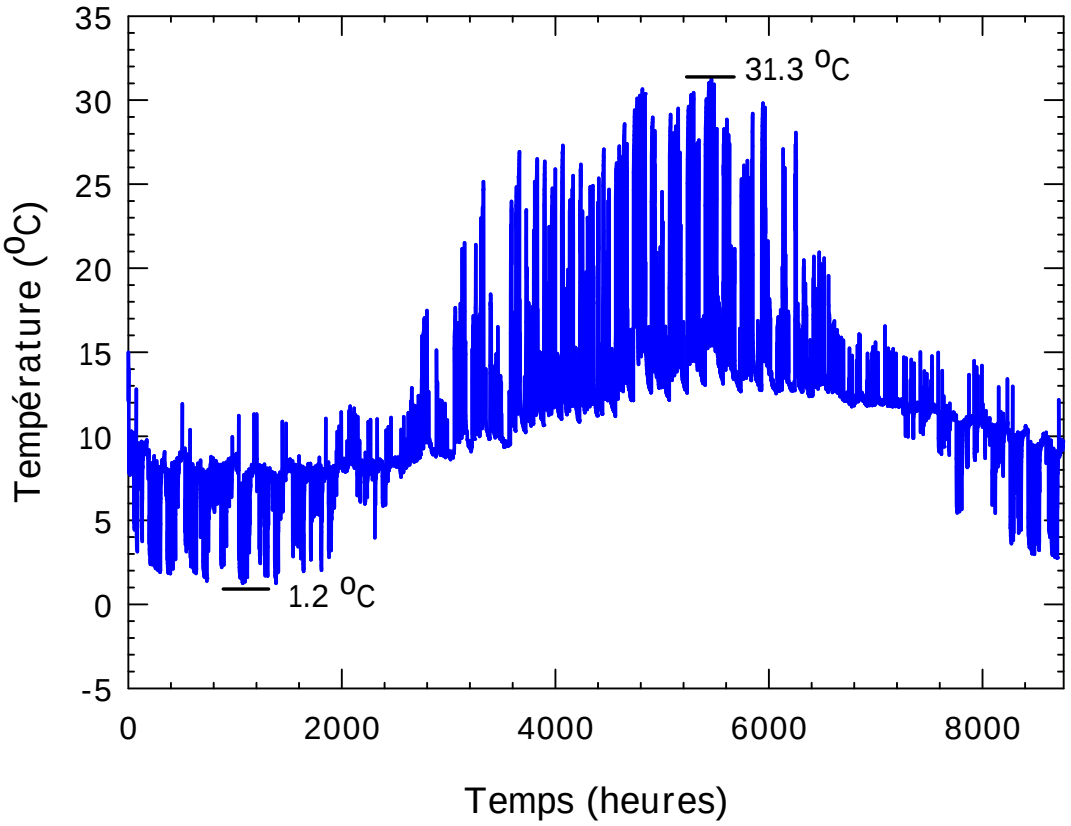


Figure 4.8: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoir de stockage à MCP d'un volume de 45 m^3 lors de la 1^{ière} année de simulation

La Figure 4.8 montre que la température de sortie des puits géothermiques lors de la 1^{ière} année de simulation pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP d'un volume de 45 m^3 atteint un maximum en climatisation de 31.3 ^{o}C et un minimum en chauffage de 1.2 ^{o}C. Ces valeurs indiquent que ce cas se compare très bien à celui utilisant des réservoirs d'eau au niveau des températures dans les puits géothermiques. Afin de vérifier si les besoins thermiques du bâtiment sont comblés, la température d'alimentation vers le bâtiment et celle de retour vers les PAC sont

tracées pour ce cas lors des pointes des besoins en climatisation et en chauffage. La figure suivante montre ces résultats.

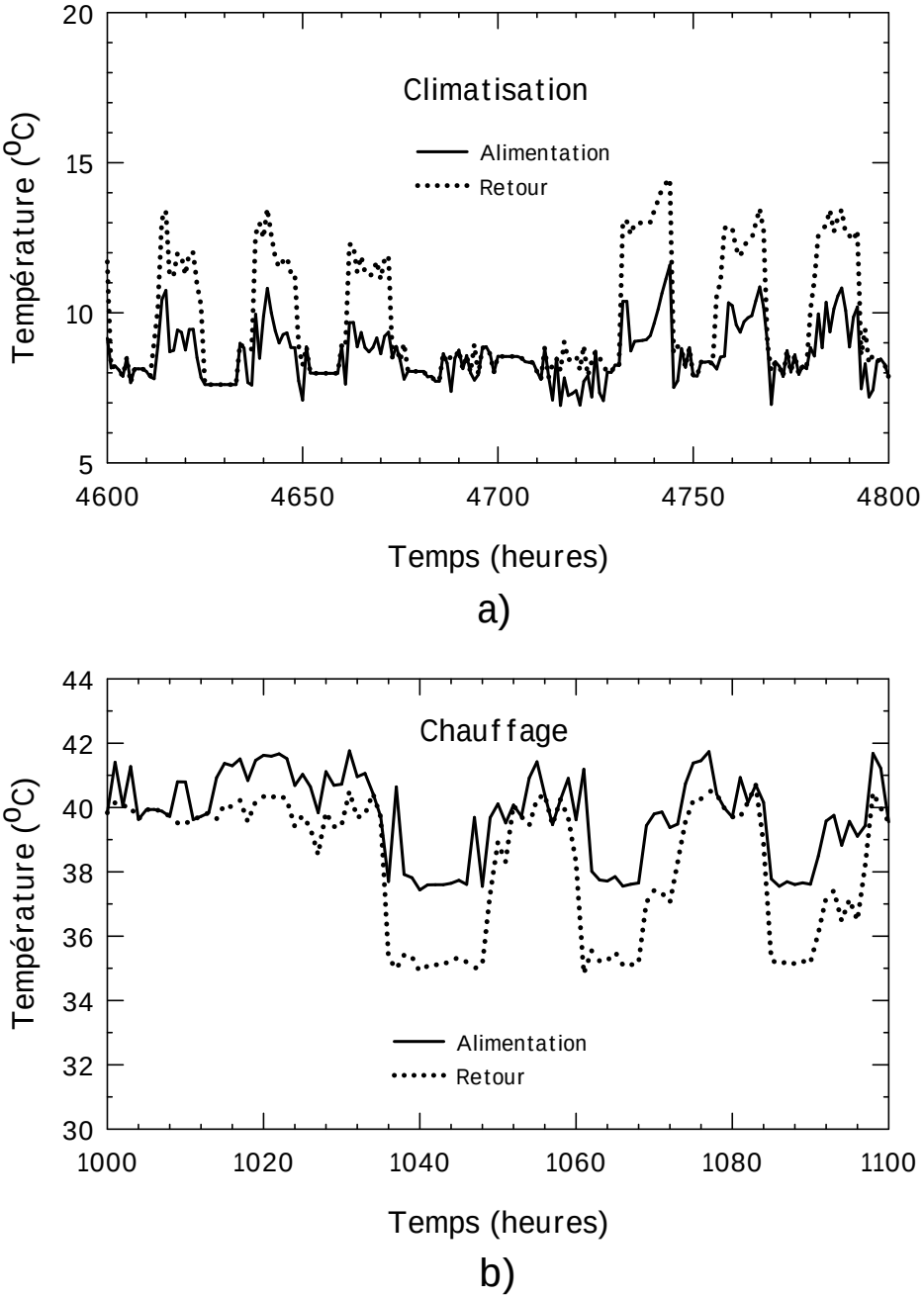


Figure 4.9: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP de 45 m^3

La Figure 4.9 montre que le système avec réservoirs de stockage à MCP de 45 m^3 satisfait les besoins thermiques du bâtiment puisque la température minimale d'alimentation vers le bâtiment en chauffage est d'environ 37.5 ^oC et la température maximale en climatisation est de 11.6 ^oC. Ces températures sont considérées acceptables.

Il est intéressant de regarder de plus près le fonctionnement des réservoirs de stockage thermique à MCP. Pour ce faire, les deux périodes de pointe de chauffage se produisant entre les heures 1030 et 1080 seront utilisées.

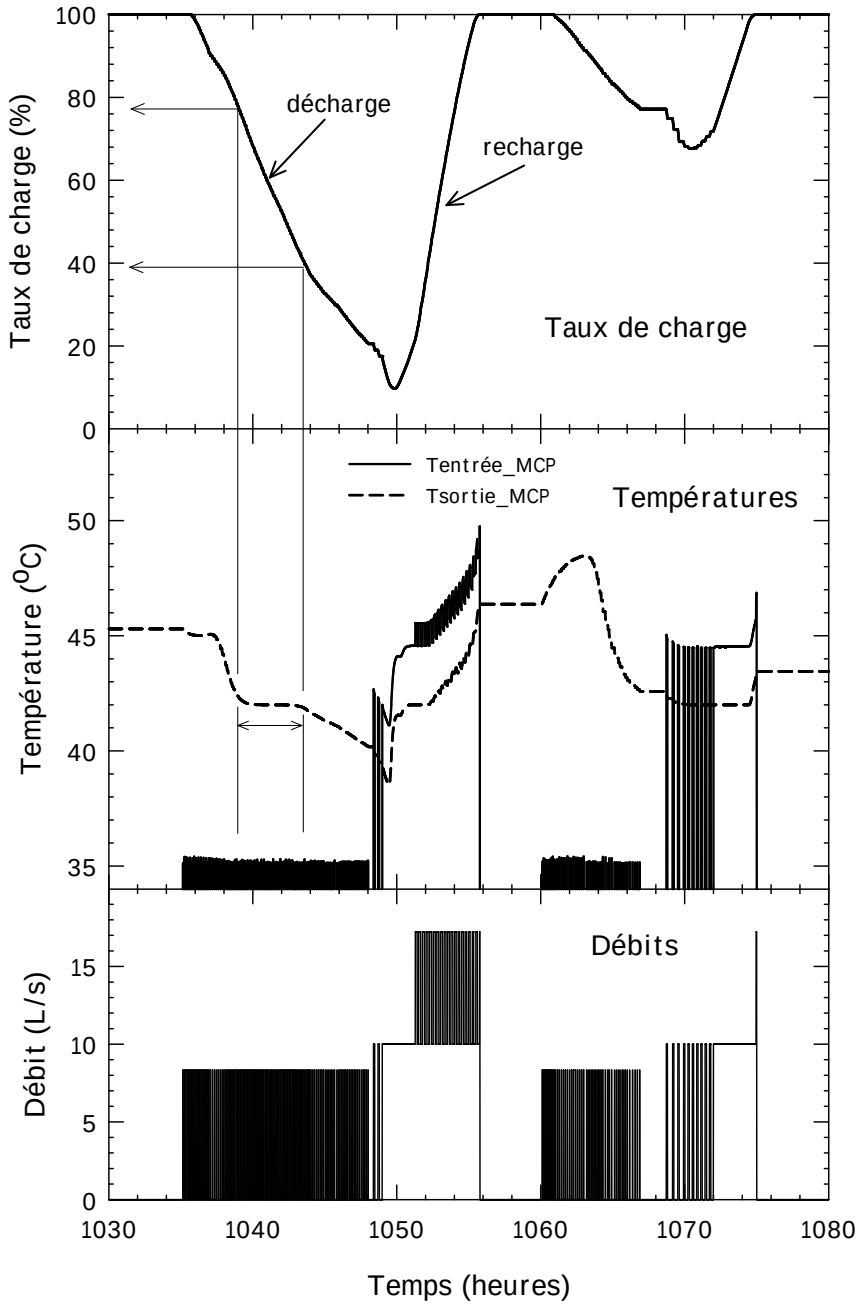


Figure 4.10: Taux de charge, températures et débit pour le réservoir à MCP chaud

La Figure 4.10 montre le taux de charge (partie du haut), les températures d'entrée et de sortie du réservoir (partie du centre) ainsi que le débit d'alimentation (partie du bas) pour cette période de temps pour le réservoir chaud. Comme le montre la partie du haut de cette figure, il s'agit en fait de deux cycles de décharge/recharge du réservoir à MCP. Lors de la première décharge, le taux

de charge passe de 100 % à environ 10 %. La partie du centre de cette figure montre bien l'écart important entre la température à l'entrée, pour la décharge, qui est très près de 35 ^{o}C et celle pour la recharge, qui peut atteindre jusqu'à environ 50 ^{o}C dans ce cas-ci. Il est effectivement important, pour extraire ou fournir de l'énergie au MCP qu'il y ait un certain écart entre la température du fluide à l'entrée du réservoir et la température de fusion du MCP. Cet écart de température est appelé *l'approche* de température. Ainsi l'*approche* de température pour la décharge est relativement constante à 7 ^{o}C et celle pour la recharge est plus variable et vaut en moyenne 5 ^{o}C. Il est normal que la température d'alimentation servant à la décharge du réservoir chaud soit toujours près de 35 ^{o}C puisqu'il s'agit en fait de la température de retour vers la PAC qui sert au contrôle du réservoir de stockage. Comme mentionné à la Section 4.3.2, pour une température de retour vers les PAC inférieure à 35.5 ^{o}C, un débit de 8.3 L/s est dirigé vers le réservoir afin de le décharger. Toutefois, dès que cette température augmente au dessus de 35.5 ^{o}C, ce débit est recirculé par le tuyau commun et ne parvient donc plus au réservoir. Il en résulte des oscillations entre un débit de 8.3 et de 0 L/s. Ceci explique aussi les oscillations observées pour la température à l'entrée du réservoir qui est calculée seulement pour un débit non nul. Pour ce qui est de la température à l'entrée du réservoir lors de la recharge, il ne s'agit plus de la température de retour vers les PAC, mais bien de la température fournie directement par celles-ci. Le fluide à la sortie du réservoir retourne directement vers les PAC et augmente donc dans le temps jusqu'à ce que le taux de charge du réservoir retrouve sa valeur de 100%. Les oscillations observées au niveau de la température à l'entrée du réservoir autour de l'heure 1055, sont dues à la contribution à la recharge de la PAC de 50 tonnes. Il est possible de le comprendre en regardant la partie du bas de cette même figure. On y voit le débit d'alimentation vers le réservoir qui oscille entre 10 L/s (PAC de 35 tonnes seulement) et 17.2 L/s (PAC de 35 et de 50 tonnes ensembles).

Il est intéressant de s'attarder plus particulièrement à la température du fluide caloporteur lors de la première décharge montrée à la Figure 4.10. Effectivement c'est durant cette période qu'est récupérée la chaleur stockée dans le MCP. Souhaitant bénéficier de l'énergie latente du MCP, la température attendue du fluide à la sortie du réservoir est la température de fusion du MCP utilisé, dans ce cas-ci 42 ^{o}C. Il en va toutefois autrement. Au début de la décharge vers l'heure 1035, la température du fluide à l'entrée du réservoir est d'environ 35 ^{o}C et celle à la sortie est d'environ 45 ^{o}C. Cette température plus élevée que la température de fusion est due à la dernière

recharge du réservoir pour laquelle, comme mentionné plus haut, la température à l'entrée du réservoir est en moyenne 5 ^{o}C plus élevée que la température de fusion. Ainsi, ce fluide plus chaud à l'entrée du réservoir à la fin d'une recharge circule vers la sortie lors de la décharge suivante. On remarque toutefois, que la température à la sortie du réservoir diminue rapidement pour atteindre un plateau à 42 ^{o}C tandis que la température à l'entrée demeure pratiquement constante à 35 ^{o}C. Comme le montre la Figure 4.10, ce plateau se produit pour un taux de charge qui varie entre 80 et 40 %. Pour un taux de charge inférieur, le transfert de chaleur entre le fluide et le MCP est insuffisant pour maintenir cette température à la sortie. Pour cette raison, cette dernière diminue jusqu'à environ 40 ^{o}C, soit 2 ^{o}C sous la température de fusion.

À partir de ce point sur la partie du centre de la Figure 4.10, il se produit un phénomène intéressant. La température à l'entrée du réservoir augmente pour débuter la recharge du réservoir vers l'heure 1048. Cependant, la température du fluide à la sortie continue de diminuer. Cette diminution se produit à cause du fluide près de l'entrée du réservoir dont la température avoisinne les 35 ^{o}C en raison de la décharge du réservoir qui vient de prendre fin. Ce fluide plus froid, en se déplaçant vers la sortie, continue de récupérer la chaleur du MCP. Ainsi, le taux de charge diminue jusqu'à environ 10 % avant que la recharge commence réellement. Le phénomène inverse est observé vers l'heure 1060 sur cette même figure. Une décharge du réservoir commence avec une température du fluide à l'entrée d'environ 35 ^{o}C. La température à la sortie augmente toutefois de 46.5 à 48 ^{o}C avant de commencer à diminuer. Cette augmentation est due à la température de fluide à l'entrée du réservoir lors de la recharge précédente qui avoisine les 50 ^{o}C. De la même façon, ce fluide plus chaud se déplace vers la sortie en cédant une partie de son énergie au MCP. Finalement, il est possible d'observer que lorsque le débit vers le réservoir est nul, la température à la sortie du réservoir demeure fixe.

Afin de mieux comprendre le transfert de chaleur dans le réservoir, il est possible de regarder les températures dans le MCP. La Figure 4.11 montre le taux de charge, les températures à la paroi et au centre des blocs de MCP de la première et de la dernière colonne de blocs et les températures du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du réservoir entre les heures 1035 et 1050.

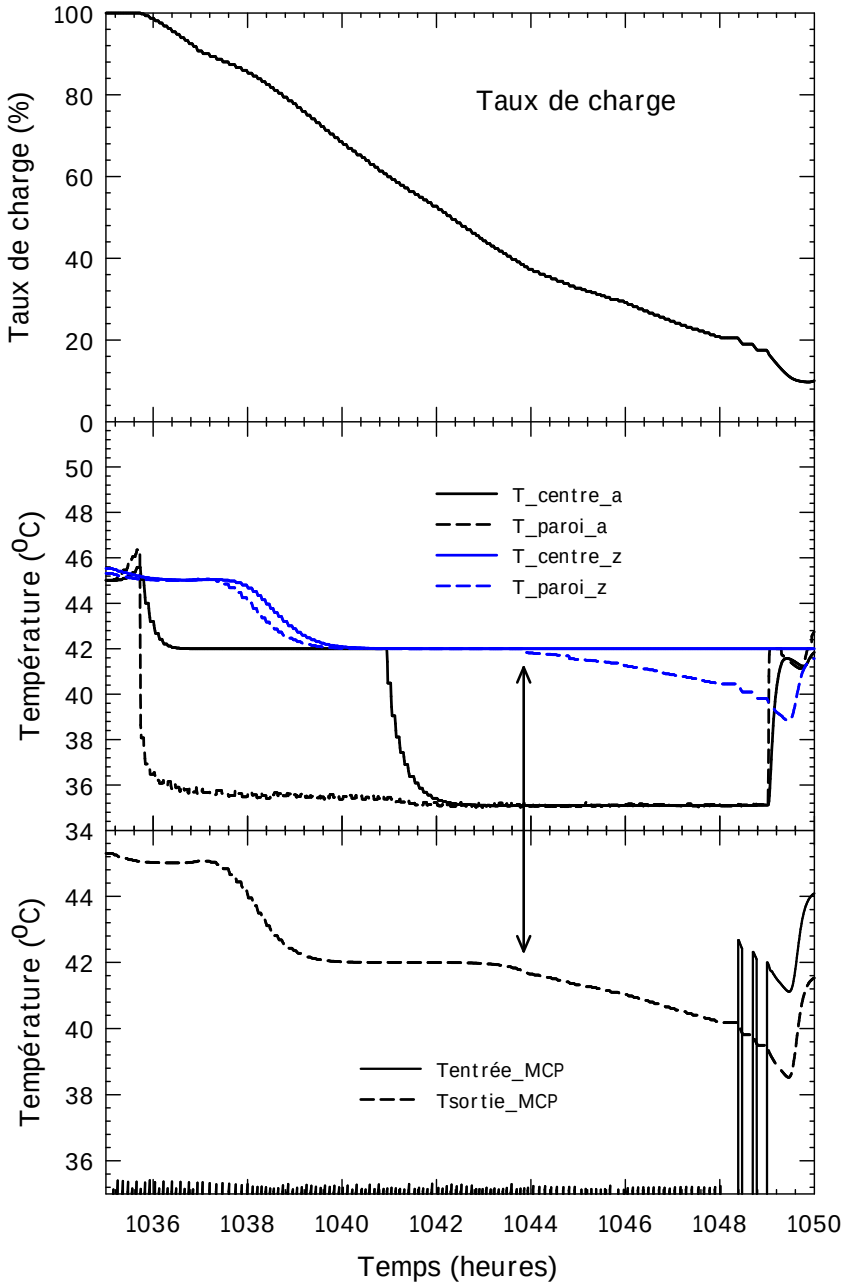


Figure 4.11: Taux de charge, température du MCP et température du fluide pour le réservoir chaud lors d'une décharge

La partie du centre de la Figure 4.11 montre les températures du MCP à la paroi et au centre des blocs de la première et de la dernière colonne de blocs. Les lettres *a* et *z* dans la légende de cette figure représente respectivement la première et la dernière colonne. Cette figure montre qu'en

fait, lorsque la température du fluide à la sortie du réservoir diminue sous la température de fusion vers l'heure 1044, les blocs de la dernière colonne de blocs de MCP ont commencé à changer de phase puisque la température à leur paroi diminue sous la température de fusion. Il est aussi possible d'observer que la température du fluide à la sortie du réservoir est pratiquement identique à la température de la paroi des blocs de la dernière colonne. Ainsi, pour un taux de charge inférieur à 40%, la température de la paroi de tous les blocs de MCP est inférieure à la température de fusion. Par conséquent, pour ce cycle de décharge, une température de sortie du fluide supérieure ou égale à la température de fusion du MCP n'est pas atteinte malgré un taux de charge encore relativement important. Afin de mieux comprendre ce phénomène, la distribution de température dans les blocs de la première et la dernière colonne de blocs de MCP ainsi que la température de fluide vis-à-vis ces blocs sont montrés à la Figure 4.12 pour deux temps différents pendant le cycle de décharge.

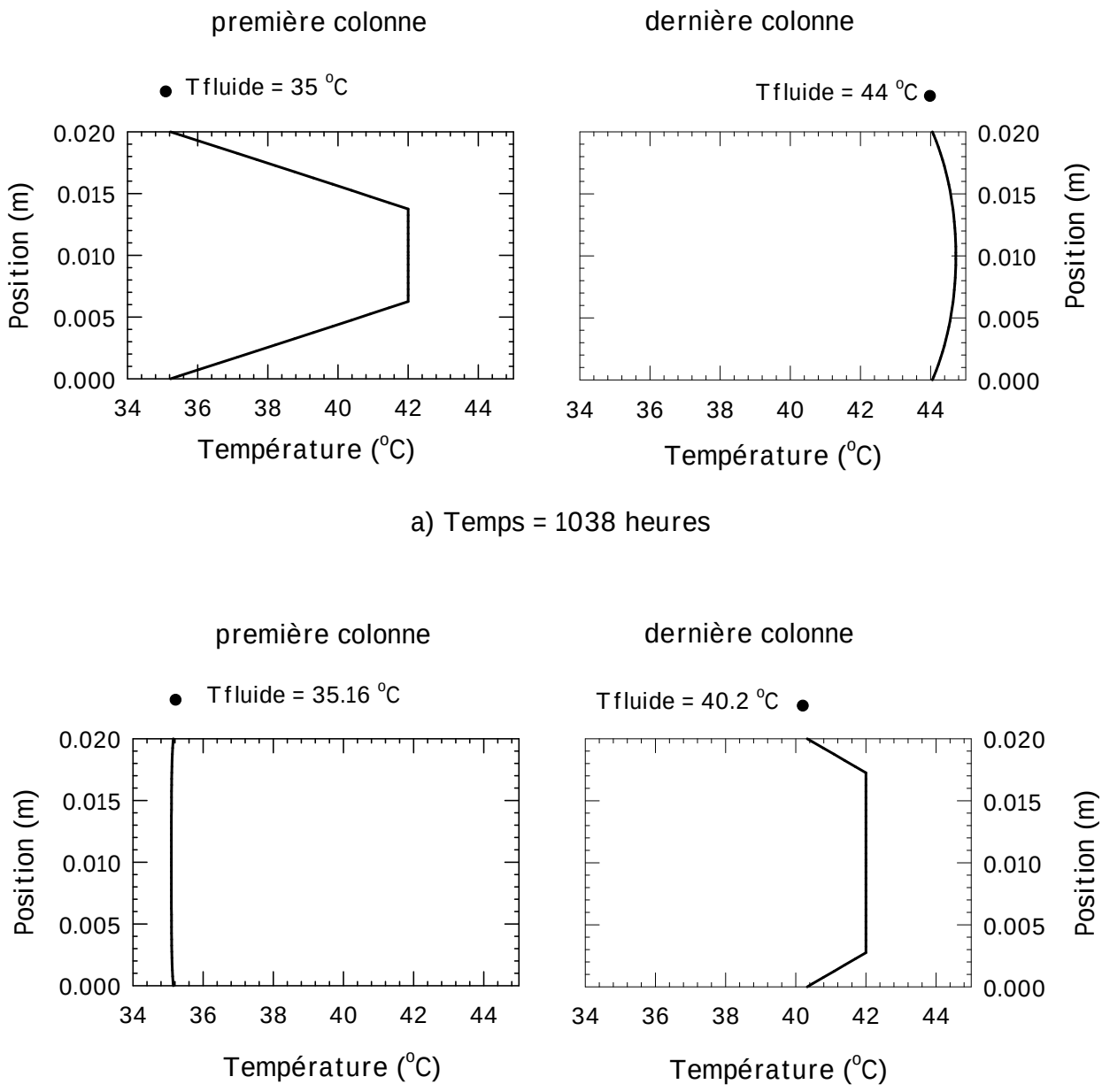


Figure 4.12: Distribution de température dans le bloc de MCP de la première et dernière colonne de blocs et la température du fluide correspondante pour deux temps donnés : a) temps = 1038 heures et b) temps = 1048 heures

La Figure 4.12 *a)* montre la distribution de la température dans les blocs de MCP et la température du fluide pour un temps de 1038 heures correspondant au début de la décharge avec

un taux de charge d'environ 85 %. À ce moment, il existe de grandes différences de température à l'intérieur des blocs de la première colonne qui sont en changement de phase. La paroi est pratiquement à la température du fluide, soit 35 ^{o}C, tandis que le centre est à la température de fusion. Les blocs de la dernière colonne sont toujours sous forme liquide avec une température supérieure à 44 ^{o}C. La Figure 4.12 *b)* montre la distribution de température dans les blocs de MCP et la température du fluide pour un temps de 1048 heures correspond à la fin de la décharge avec un taux de charge d'environ 20 % (voir Figure 4.11). Pour ce temps, les blocs de la première colonne sont complètement solidifiés avec une température d'environ 35 ^{o}C. Les blocs de la dernière colonne sont en plein changement de phase et malgré le fait que la majeure partie de leur volume est à la température de fusion, leur paroi est environ à 40.2 ^{o}C ce qui limite le transfert de chaleur vers le fluide caloporteur qui est lui aussi à cette température.

Puisque les températures d'alimentation vers le bâtiment sont plus élevées en chauffage et plus faible en climatisation pour le système utilisant les MCP (voir figures 4.7 et 4.9), cela indique que des réservoirs de MCP de 45 m^3 ont de meilleures performances que des réservoirs d'eau de 120 m^3 pour le système étudié. Afin d'établir avec quel volume de réservoir à MCP les deux systèmes seraient équivalents au niveau des températures d'alimentation vers le bâtiment, un autre cas de réservoirs de stockage à MCP avec un volume réduit est étudié. Ainsi la figure suivante montre la température de sortie des puits pour ce cas utilisant des réservoirs de stockage à MCP d'un volume de 37.5 m^3 chacun lors de la 1^{ière} année de simulation.

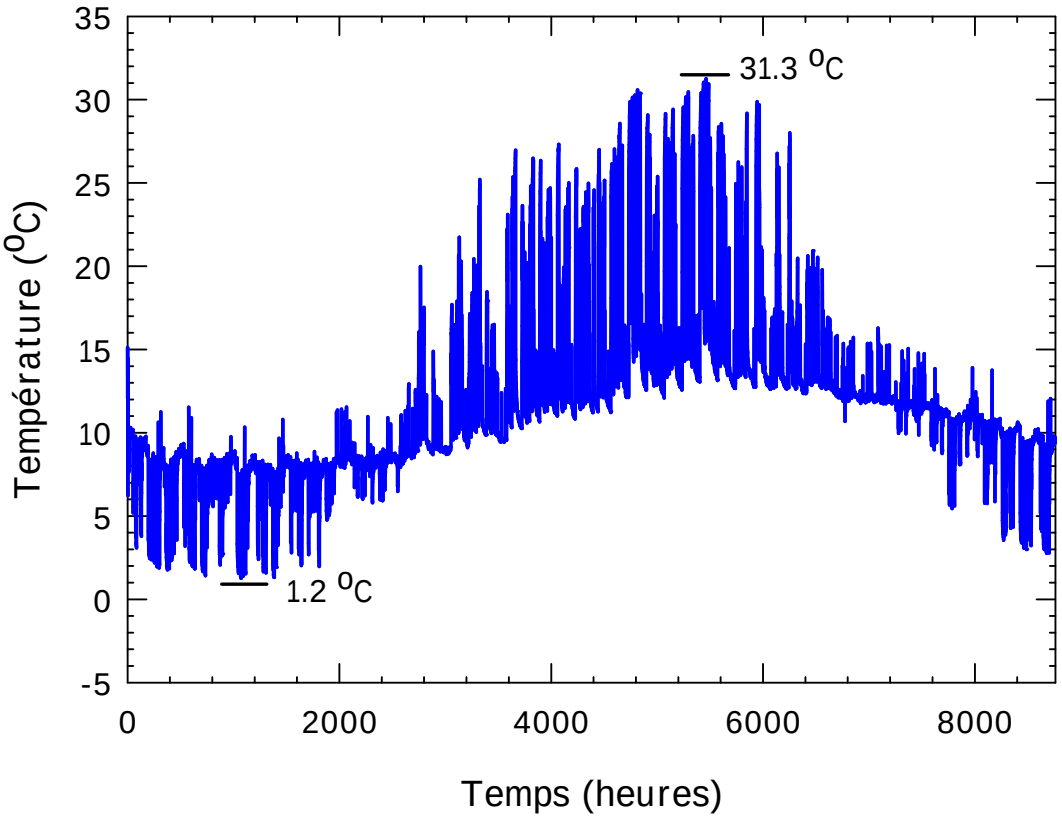


Figure 4.13: Température de sortie des puits géothermiques pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP d'un volume de 37.5 m^3 lors de la 1ière année de simulation

La Figure 4.13 montre que la réduction du volume de stockage à 37.5 m^3 n'a pratiquement aucun effet sur la température de sortie des puits géothermiques puisque celle-ci atteint un maximum en climatisation de 31.3 °C et un minimum en chauffage de 1.2 °C lors de la 1ière année de simulation, soit exactement les mêmes température que pour le cas précédent. Toutefois, les températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC sont aussi tracées pour ce cas lors des pointes des besoins thermique en chauffage et en climatisation afin d'observer l'impact de cette réduction de volume au niveau du bâtiment. Ces résultats sont montrés à la Figure 4.14. Ils montrent que la température maximale d'alimentation vers le bâtiment lors de la pointe des besoins thermiques en climatisation atteint environ 15 °C et que la température minimale lors de la pointe des besoins thermique en chauffage atteint 37.5 °C. Ces valeurs indiquent qu'au niveau des températures d'alimentation vers le bâtiment, le système utilisant des

réservoirs à MCP de 37.5 m^3 a des performances en climatisation similaires au système utilisant des réservoirs d'eau de 120 m^3 et des performances légèrement meilleures en chauffage.

La consommation énergétique annuelle des PAC et les COP moyens en chauffage et en climatisation sont évalués pour les trois cas simulés. Ces résultats sont présentés au Tableau 4.2. Ces derniers indiquent de très faibles différences entre les trois cas tant au niveau de la consommation énergétique qu'au niveau des COP. En effet, mise à part le réservoir de stockage qu'ils utilisent, les trois systèmes sont parfaitement identiques. De plus, la contribution des réservoirs de stockage n'est requise qu'en période de pointe, soit environ 50 heures en chauffage et 50 heures en climatisation.

À titre de comparaison supplémentaire, le Tableau 4.2 montre la consommation et les COP moyens pour le cas sans stockage utilisé au chapitre 2 de cet ouvrage. Ce système est comparable à ceux étudiés dans ce chapitre puisque les réservoirs de stockage agissent ici en remplacement du deuxième compresseur de la PAC de 70 tonnes. Ainsi le COP moyen en chauffage est légèrement plus faible pour les systèmes avec stockage thermique étudiés dans ce chapitre par rapport au système sans stockage thermique étudié au chapitre 2. Toutefois, le COP moyen en climatisation est légèrement plus élevé. Il en résulte que les consommations énergétiques annuelles sont très similaires.

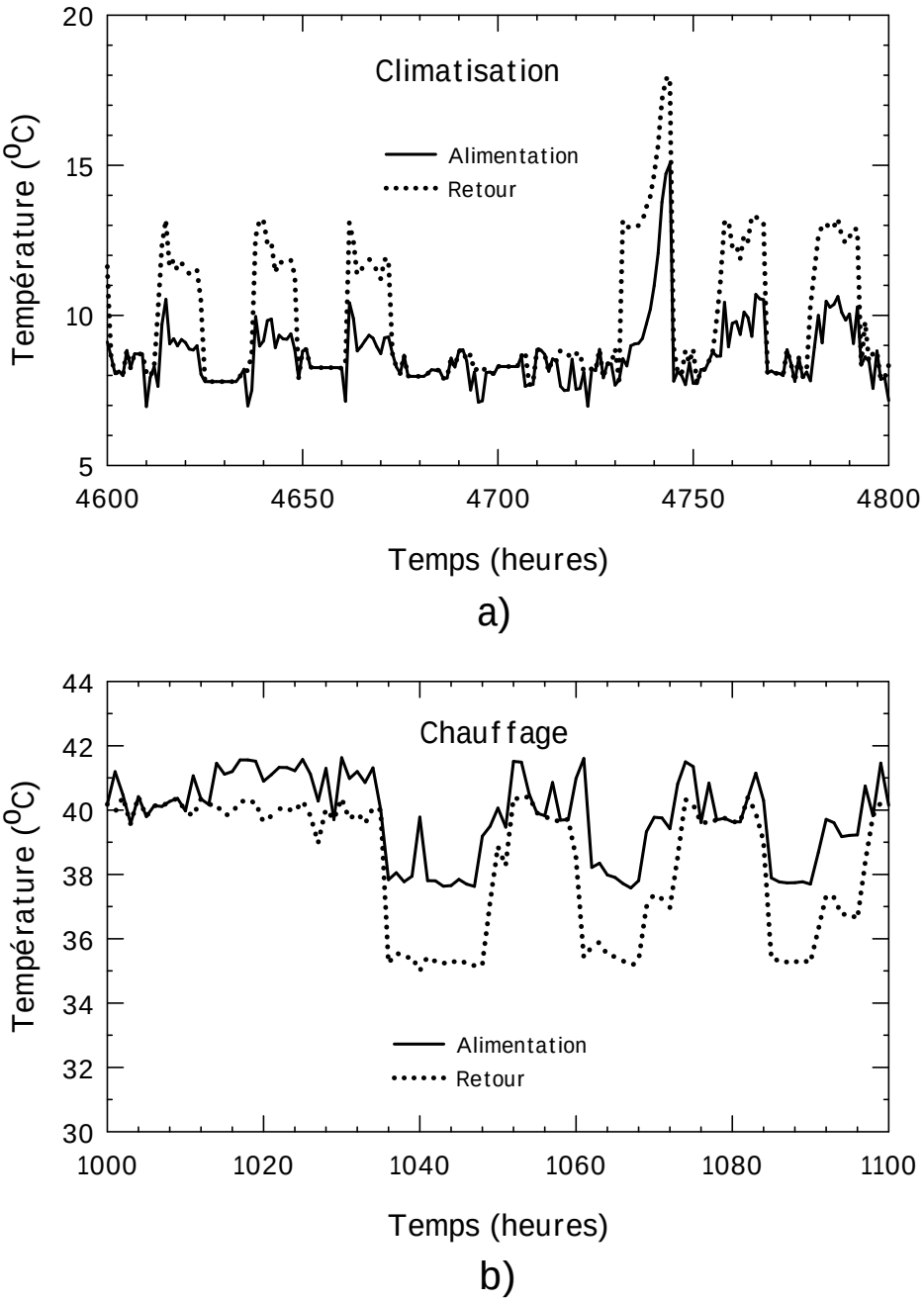


Figure 4.14: Températures d'alimentation vers le bâtiment et de retour vers les PAC lors des pointes des besoins thermique en climatisation (a) et en chauffage (b) pour le cas avec réservoirs de stockage à MCP de 37.5 m^3

Tableau 4.2: Résumé des consommations énergétiques des PAC et des COP moyens pour les cas avec réservoirs de stockage à MCP, avec réservoirs d'eau et sans réservoir

Cas	Consommation énergétique annuelle des PAC (MWh)	COP moyen en chauffage	COP moyen en climatisation
	(1ière année)	(1ière année)	(1ière année)
MCP – 45 m^3	157.7	3.60	4.75
MCP – 37.5 m^3	157.5	3.60	4.76
EAU – 120 m^3	157.0	3.61	4.76
SS130	156.3	3.67	4.59

4.5 Résumé

Ce chapitre traite de l'utilisation de réservoirs de MCP dans les systèmes géothermiques. Grâce au modèle TRNSYS développé dans cette étude, il est maintenant possible de réaliser diverses simulations thermiques impliquant différents composants et d'en observer le comportement transitoire afin d'évaluer ces performances.

Ce chapitre compare le fonctionnement et les capacités d'un réservoir de MCP avec les réservoirs d'eau étudiés plus tôt. Une étude de cas basée sur un bâtiment de 6000 m^2 sur 5 étages en construction est utilisée pour cette comparaison. Les résultats obtenus montrent que pour les cas étudiés, l'utilisation de réservoirs à MCP permet de réduire le volume de stockage par rapport à un stockage de chaleur sensible (à eau). La réduction atteint près de 69 %.

L'impact du médium de stockage d'énergie au niveau de la consommation énergétique des PAC est toutefois négligeable dans ce cas-ci.

CONCLUSION

Ce mémoire répond à deux principaux objectifs. Le premier est de documenter de façon détaillée et avec calculs à l'appui, la méthode d'ASHRAE pour le dimensionnement d'un champ de puits géothermiques verticaux. Il se propose ensuite d'évaluer l'impact des réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques. Deux types de réservoirs sont étudiés à cette fin, des réservoirs d'eau et des réservoirs à MCP. Un modèle TRNSYS de réservoir à MCP a été développé dans ce but.

Contribution de la présente étude

Le dimensionnement de systèmes de puits géothermique verticaux est complexe et est souvent réalisé à l'aide de logiciels spécialisés. Il est toutefois possible de réaliser de tels calculs sans leur utilisation. Ce mémoire présente une méthode de calcul basée sur l'approche du ASHRAE Handbook (2003b). Cette dernière est présentée comme un mode d'emploi avec un exemple à l'appui basé sur le bâtiment de la MDD. Cette méthode est facilement utilisable par un concepteur n'ayant pas d'outil informatique à sa disposition. Les résultats d'un dimensionnement réalisé avec cette méthode sont comparés à ceux obtenus à l'aide d'un logiciel et la méthode est considérée adéquate.

L'impact de l'ajout de réservoirs de stockage thermique sensible aux systèmes géothermique est ensuite évalué. Pour ce faire, une étude de cas basée sur le même bâtiment est utilisée. Le système est modélisé dans l'environnement TRNSYS en utilisant des composants standards ainsi que quelques modules de la bibliothèque TESS. Il est démontré que l'utilisation de deux réservoirs d'eau de 120 m^3 chacun, utilisés pour le stockage de chaleur et de froid, permettent de réduire la longueur requise des puits géothermique de 15 %, permettant ainsi de passer d'un système de 28 puits d'une longueur de 130 m avec des PAC d'une capacité de 120 tonnes, à un système de 28 puits d'une longueur de 110 m utilisant des PAC d'une capacité de 85 tonnes. Un impact négligeable est toutefois observé au niveau de la consommation énergétique des PAC.

Une contribution majeure de ce travail est le développement d'un modèle TRNSYS d'un réservoir de stockage thermique utilisant les MCP. Ce modèle relativement simple utilise la méthode « enthalpie » à une dimension pour représenter le transfert de chaleur dans un conteneur rectangulaire rempli de MCP. Ce design permet de modéliser un réservoir contenant plusieurs de

ces conteneurs empilés les uns sur les autres et permettant le passage d'un fluide caloporteur. Le modèle proposé est vérifié en le comparant à plusieurs solutions analytiques et une excellente correspondance est observée entre les résultats. De plus, une autre méthode, celle de la « capacité thermique équivalente », est développée afin d'établir une comparaison inter modèle. Il est observé que les deux méthodes donnent des résultats très similaires. Toutefois, un nombre de nœuds plus grand et un pas de temps plus petit sont nécessaires à la deuxième méthode pour obtenir la même précision.

Une autre contribution importante de ce mémoire est l'intégration du modèle de réservoir à MCP à des simulations complexes dans l'environnement TRNSYS. Le modèle proposé est utilisé afin d'évaluer l'impact des réservoirs à MCP sur les systèmes géothermiques. Le même bâtiment est étudié et il est démontré que l'utilisation de MCP permet la réduction du volume de stockage d'environ 69 % par rapport à des réservoirs d'eau. L'impact sur la consommation énergétique des PAC est encore une fois jugé négligeable. Les simulations réalisées permettent aussi de visualiser le comportement transitoire du stockage de chaleur latente et de mieux comprendre le phénomène.

Recommandations

Les études réalisées dans le cadre de ce travail sont basées sur un bâtiment commercial avec un profil de besoins thermiques donné. Les conclusions tirées sont donc valables pour ces conditions spécifiques, mais ne s'appliquent pas nécessairement à d'autres projets. Il serait donc souhaitable, afin d'élargir la contribution de l'étude, d'évaluer d'autre cas pour lesquels les conditions climatiques diffèrent et où un plus grand écart existe entre les besoins thermiques en chauffage et en climatisation.

Il serait intéressant d'intégrer une composante d'optimisation aux travaux futurs. Par exemple, pour le Chapitre 2, le volume des réservoirs d'eau pourrait être optimisé afin d'obtenir le meilleur coût global sur la durée de vie du projet. Au niveau du Chapitre 4, une optimisation de la température de fusion des MCP utilisés pourrait servir à minimiser le volume des réservoirs, ou la consommation énergétique des PAC.

Il serait aussi intéressant d'étudier différentes configurations de systèmes afin d'en évaluer les performances. Par exemple, certaines pompes à chaleur à capacité variable ont des performances différentes à charge partielle. Pour ces cas, le stockage thermique pourrait servir à maximiser

l’efficacité des PAC. De plus, une plus grande variabilité au niveau de la capacité de celles-ci serait souhaitable pour augmenter l’effet observé du stockage thermique. Par exemple, une pompe à chaleur à 10 stages permettrait d’évaluer quel volume de stockage peut remplacer le $10^{ième}$ stage de celle-ci.

Afin de poursuivre l’étude des réservoirs de stockage utilisant les MCP développés dans le cadre de ce projet de maîtrise, il serait souhaitable de réaliser un montage expérimental permettant de valider les résultats obtenus par le modèle proposé. Ce montage serait facilement réalisable puisque des conteneurs de MCP semblables au design préconisé sont disponibles sur le marché.

En définitive, l’utilisation des MCP suscite un intérêt grandissant dans le domaine des bâtiments et plusieurs études sont menées afin d’en élargir les applications. L’étude présentée dans ce mémoire contribue à faire avancer les connaissances au niveau de l’utilisation éventuelle de cette technologie d’avenir.

BIBLIOGRAPHIE

Adam, C., & Andre, P. (2003). Ice storage system (ISS): Simulation of a typical HVAC Primary plant equipped with an ice storage unit. *Eight International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands*.

Arnold, D. (2000). Thermal storage case study: Combined building mass and cooling pond. *ASHRAE Transactions, 106*, 819-827.

ASHRAE. (2003a). *ASHRAE handbook-HVAC applications*. Atlanta, Ga: American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditionning Engineers.

ASHRAE. (2003b). Chap. 32. In *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*. Atlanta, Ga: American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditionning Engineers.

Baliga, B. R., & Atabaki, N. (2006). Control-volume-based finite difference and finite element methods. In W. J. Minkowycz, E. M. Sparrow & J. Y. Murthy, (Éds.), *Handbook of Numerical Heat Transfer* (2nd éd.). New York: John Wiley & Sons.

Banks, D. (2008). *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*. Oxford, UK: Blackwell.

Bansal, & Buddhi. (1992). An analytical study of a latent heat storage system in a cylinder. *Energy conservation and management, 33*(4), 235-242.

Benli, H. (2011). Energetic performance analysis of a ground-source heat pump system with latent heat storage for a greenhouse heating. *Energy Conservation and Management, 52*, 581-589.

Bernier, M. (2000). Review of the cylindrical heat source method for the design and analysis of vertical groundcoupled heat pump systems. *Fourth International Conference on Heat Pumps in Cold Climates, Aylmer, Québec*. Entré manuellement.

Bernier, M. (2006). Closed-loop ground-coupled heat pumps systems. *ASHRAE Journal, 48*(9), 12-19.

Bernier, M., Chahla, A., & Pinel, P. (2008). Long-term ground-temperature changes in geo-exchange systems. *ASHRAE Transactions 114*(2), 342-350.

Bernier, M., & Pinel, P. (2003). *Dossier de spécifications - Logiciel de dimensionnement de champs de capteurs enterrés verticaux pour PAC géothermiques (rapport confidentiel)*.

Caldwell, J., & Bahnfleth, W. (1997). Chilled Water Thermal Energy Storage Without Electric Rate Incentives or Rebates. *Journal of Architectural Engineering, 3*(3), 133-140.

Caneta Research inc. (1995). *Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual*: ASHRAE.

Carslaw, H. S., & Jaeger, J. C. (1947). *Conduction of heat in solids*. Oxford, UK: Oxford University Press,.

Chapuis, S., & Bernier, M. (2009). Seasonal storage of solar energy in borehole heat exchangers. *Eleventh international IBPSA Conference, Glasgow, Scotland* (pp. 599-606).

Eskilson, P. (1987). *Thermal analysis of heat extraction boreholes* (Doctoral thesis, Lund University, Sweden).

Eslami-Nejad, P., Langlois, A., Chapuis, S., Bernier, M., & Faraj, W. (2009). Solar heat injection into boreholes. *4th Canadian Solar Buildings Conference, Toronto, Ontario* (pp. 10 pages).

Geo-Energie inc. (2009). *Rapport sur la conductivité thermique du sol*. (No. de référence: GE-244).

Halawa, E., & Saman, W. (2011). Thermal performance analysis of a phase change thermal unit for space heating. *Renewable Energy, 36*, 259-264.

Halawa, E., Saman, W., & Bruno, F. (2010). A phase change processor method for solving a one dimentsional phase change problem with convection boundary. *Renewable Energy, 35*, 1668-1695.

Han, Z., Zheng, M., Kong, F., Wang, F., Li, Z., & Bai, T. (2008). Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area. *Applied Thermal Engineering, 28*(11-12), 1427-1436.

Hellström, G. (1989). *Duct ground heat storage model. Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, Lund, Sweden.

Hellström, G. (1991). *Ground Heat Storage - Thermal analyses of Duct Storage Systems*. Ph.D. Thesis. University of Lund, Lund, Sweden.

Hisao, J. S. (1985). An efficient algorithm for finite-difference analyses of heat transfer with melting and solidification. *Numerical Heat Transfer, 8*, 653-666.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). Transient Conduction. In *Introduction to Heat Transfer* (5th éd.): John Wiley & Sons, Inc.

Ingersoll, L. R., & Plass, H. J. (1948). Theory of Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump. *Heating, Piping and Air Conditioning*, 119-122.

Korti, A. I. N., & Khadraoui, Y. (2004). A numerical simulation if the DC continuous casting using average heat capacity. *Scandinavian Journal of Metallurgy, 33*, 347-354.

Lacroix, M. (1993). Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit. *Solar energy, 50*(4), 357-367.

Langlois, A., Bernier, M., Kummert, M., & Lagacé, J. (2010). Impact de réservoirs de stockage thermique sur les systèmes géothermiques. *La conférence bisannuelle de l'International Building Performance Simulation Association, section Canada, Winnipeg, Manitoba* (pp. 8 pages).

Lund, J. W., Freeston, D. H., & Boyd, T. L. (2005). Direct application of geothermal energy: 2005 Worldwide review. *Geothermics, 34*(6), 691-727.

Muray, & Landis. (1959). Numerical and machine solutions of transient heat conduction problems involving melting or freezing. Transactions of ASME. *Journal of Heat Transfer, 81*, 106-112.

Najjar, A., & Hasan, A. (2008). Modeling of Greenhouse with PCM energy storage. *Energy Conservation and Management 49*, 3338-3342.

Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. New York: McGraw-Hill.

PCM Products Ltd. (2009). *Phase Change Materials, Thermal Energy Storage*. Consulté le 31 octobre, tiré de http://www.pcmproducts.net/files/plusice_range_2007_organics.pdf.

Philippe, M., Bernier, M., & Marchio, D. (2010). Sizing Calculation Spreadsheet: Vertical Geothermal Borefields. *ASHRAE journal, 52*(7), 20-28.

Qi, Q., Deng, S., & Jiang, Y. (2008). A simulation study on a solar heat pump system with seasonal latent heat storage. *Solar Energy, 82*, 669-675.

Regin, F. A., Solanki, S. C., & Saini, J. S. (2008). Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12*, 2438-2458.

Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., & Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Review, 13*, 318-345.

Soma, & Dutta. (1993). Mathematical modeling and experimental studies on solar energy storage in a phase changa material. *Solar Energy*, *51*(5), 305-312.

TESS. (2004). *TESS librairies Version 2, User manual*. Madison, WI: Thermal Energy Systems Specialists.

Ure, Z. (2004). Positive temperature eutectic (PCM) thermal energy storage systems. *ASHRAE Winter Meeting*, Consulté le 29 janvier 2010, tiré de http://www.slideshare.net/PCMProducts/pcm-thermalenergy-storage-systems-ashrae-2004-conference-paper

Voller, V. R. (1990). Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems. *Numerical Heat Transfer 17*(part b), 155-169.

Voller, V. R., Cross, M., & Markatos, N. C. (1987). An enthalpy method for convection/diffusion phase chage. *International Journal of Numerical Methods in Engineering, 24*, 271-284.

Zivkovic, B., & Fujii, I. (2001). An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers. *Solar Energy 70*(1), 51-61.

ANNEXE 1 – Compléments au Chapitre 1

Tableau A.1.1: Coefficients de l'équation (1.14)

i	b_i	c_i
0	7.8189E+00	1
1	–6.4270E+01	B/H
2	1.5387E+02	$(B/H)^2$
3	–8.4809E+01	$(B/H)^3$
4	3.4610E+00	In(t/t**s**)
5	–9.4753E–01	$(In[t/t\mathbf{s}])^2$
6	–6.0416E–02	$(In[t/t\mathbf{s}])^3$
7	1.5631E+00	NB
8	–8.9416E–03	NB^2
9	1.9061E–05	NB^3
10	–2.2890E+00	A
11	1.0187E-01	A^2
12	6.5690E-03	A^3
13	–4.0918E+01	(B/H) × In(t/t**s**)
14	1.5557E+01	(B/H) × $(In[t/t\mathbf{s}])^2$
15	–1.9107E+01	(B/H) × NB
16	1.0529E–01	(B/H) × NB^2
17	2.5501E+01	(B/H) × A
18	–2.1177E+00	(B/H) × A^2
19	7.7529E+01	$(B/H)^2$ × In(t/t**s**)
20	–5.0454E+01	$(B/H)^2$ × $(In[t/t\mathbf{s}])^2$
21	7.6352E+01	$(B/H)^2$ × NB
22	–5.3719E–01	$(B/H)^2$ × NB^2
23	–1.3200E+02	$(B/H)^2$ × A
24	1.2878E+01	$(B/H)^2$ × A^2
25	1.2697E–01	In(t/t**s**) × NB
26	–4.0284E-04	In(t/t**s**) × NB^2
27	–7.2065E–02	In(t/t**s**) × A
28	9.5184E–04	In(t/t**s**) × A^2
29	–2.4167E–02	$(In[t/t\mathbf{s}])^2$ × NB
30	9.6811E–05	$(In[t/t\mathbf{s}])^2$ × NB^2
31	2.8317E–02	$(In[t/t\mathbf{s}])^2$ × A
32	–1.0905E–03	$(In[t/t\mathbf{s}])^2$ × A^2
33	1.2207E–01	NB × A
34	–7.1050E–03	NB × A^2
35	–1.1129E–03	NB^2 × A
36	–4.5566E–04	NB^2 × A^2

Tableau A.1.2: Coefficients de corrélation pour f_{6h}, f_{1m} et f_{10ans}

	f_{6h}	f_{1m}	f_{10a}
a_0	0.6619352	0.4132728	0.3057646
a_1	–4.815693	0.2912981	0.08987446
a_2	15.03571	0.07589286	–0.09151786
a_3	–0.09879421	0.1563978	–0.03872451
a_4	0.02917889	–0.2289355	0.1690853
a_5	0.1138498	–0.004927554	–0.02881681
a_6	0.005610933	–0.002694979	–0.002886584
a_7	0.7796329	–0.6380360	–0.1723169
a_8	–0.3243880	0.2950815	0.03112034
a_9	–0.01824101	0.1493320	–0.1188438

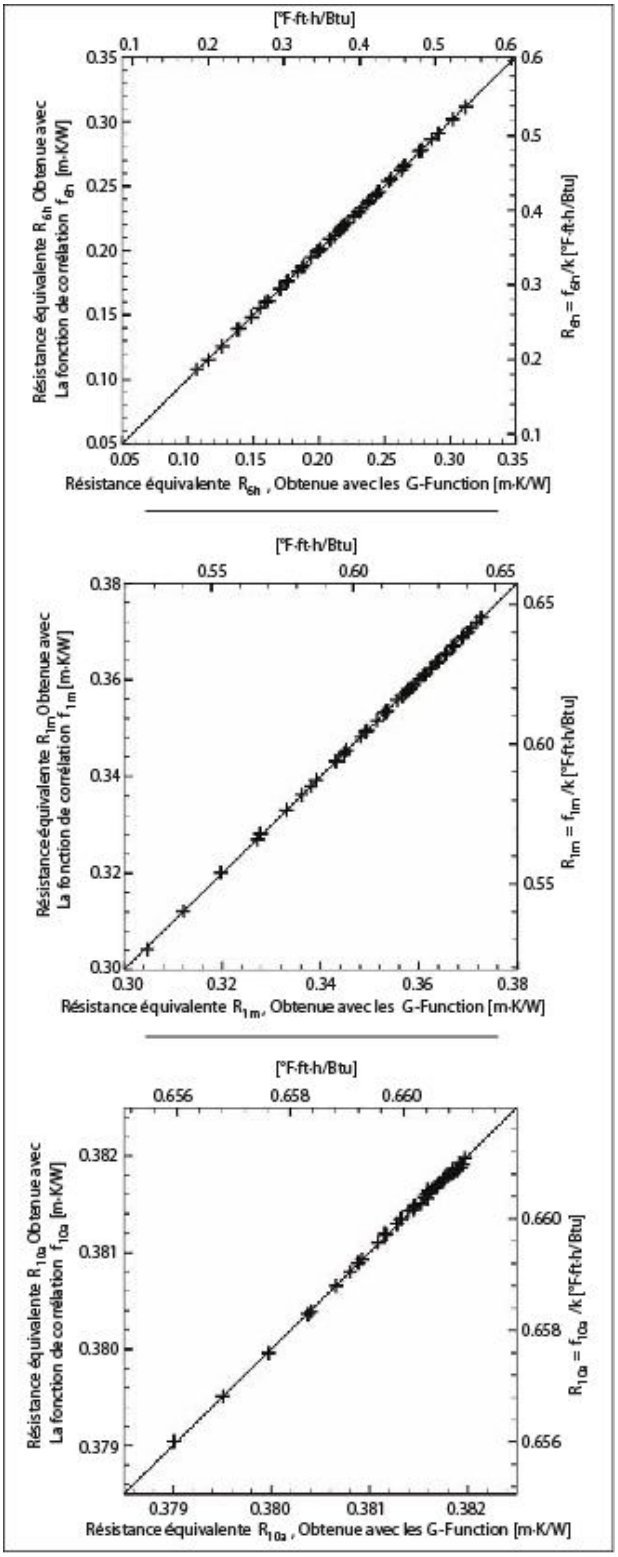

[°F·ft·h/Btu]
0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6
0.35 0.30 0.25 0.20 0.15 0.10 0.05
0.6 0.5 0.4 0.3 0.2 0.1
Résistance équivalente R6h Obtenue avec La fonction de corrélation f6h [m·K/W]
R6h = f6h /k [°F·ft·h/Btu]
0.05 0.10 0.15 0.20 0.25 0.30 0.35
Résistance équivalente R6h , Obtenue avec les G-Function [m·K/W]
[°F·ft·h/Btu]
0.55 0.60 0.65
0.38 0.36 0.34 0.32 0.30
0.65 0.60 0.55
Résistance équivalente R1m Obtenue avec La fonction de corrélation f1m [m·K/W]
R1m = f1m /k [°F·ft·h/Btu]
0.30 0.32 0.34 0.36 0.38
Résistance équivalente R1m , Obtenue avec les G-Function [m·K/W]
[°F·ft·h/Btu]
0.656 0.658 0.660
0.382 0.381 0.380 0.379
0.660 0.658 0.656
Résistance équivalente R10a Obtenue avec La fonction de corrélation f10a [m·K/W]
R10a = f10a /k [°F·ft·h/Btu]
0.379 0.380 0.381 0.382
Résistance équivalente R10a , Obtenue avec les G-Function [m·K/W]

Figure A.1.1: Comparaison entre les résistances équivalentes R_{6h}, R_{1m} et R_{10y} obtenues par calcul et par la corrélation pour k = 1 W/(m·K) [0.578 Btu/h·ft·°F] (Figure extraite de l'article de Philippe et al. (2010))

ANNEXE 2 – Logiciels et fichiers utilisés

Cette annexe donne une description des logiciels utilisés ainsi que des fichiers nécessaires à la réalisation des simulations présentées dans ce travail.

Logiciel	Fichiers	description
GeoEase version 2.943	esim.txt	Fichier contenant les besoins thermiques du bâtiment considéré (MDD)
TRNSYS 16.01.0002	esim_SS130.tpf esim_AS130.tpf esim_AS130-35.tpf esimAS110-35.tpf	Assemblages TRNSYS utilisés pour les différents cas du chapitre 2
	Maitrise_2_PCM_output.tpf	Assemblages TRNSYS utilisé dans le chapitre 4 pour les cas utilisant des réservoirs de stockage à MCP
	MDD_2tanks_HetC_output.tpf	Assemblages TRNSYS utilisé dans le chapitre 4 pour les cas utilisant des réservoirs d'eau
	WaterFurnace_C.txt	Fichier utilisé aux chapitres 2 et 4 contenant les performances des PAC en climatisation (TYPE 668)
	WaterFurnace_H.txt	Fichier utilisé aux chapitres 2 et 4 contenant les performances des PAC en chauffage (TYPE 668)
	charges_separe_kJ_hr_BPA1_1.txt	Fichier utilisé aux chapitres 2 et 4 contenant les besoins thermiques horaire du bâtiment considéré (MDD).

ANNEXE 3 –Description de la méthode de la capacité thermique équivalente

Afin de comparer la méthode « enthalpie » proposée dans cette étude, une autre méthode de résolution de problèmes de changement de phase est explorée, soit la méthode de la « capacité thermique équivalente ». Cette méthode est décrite et vérifier à l'aide des mêmes cas analytiques qu'au chapitre 3. Les deux méthodes sont ensuite comparées à l'aide d'un cas test impliquant un échange convectif à la paroi d'un bloc de MCP.

Modèle numérique

Contrairement à la méthode « enthalpie », la méthode de la « capacité thermique équivalente » ne nécessite pas la résolution successive de deux quantités soit la température et la fraction de liquide des volumes de contrôle (VC) en changement de phase. La particularité de cette méthode est que la chaleur latente du MCP est prise en compte à l'intérieur de la capacité thermique de ce dernier et ainsi, une seule équation de transfert de chaleur par conduction est utilisée pour résoudre le problème de changement de phase. Sur un court intervalle de température (2ΔT) entourant la température de fusion du MCP, la capacité thermique est modifiée pour inclure la chaleur latente et prend la forme suivante :

$$Cp = \begin{cases} Cp_s & si\ T < T_m - \Delta T \\ \dfrac{L}{2\Delta T} + \dfrac{Cp_s + Cp_L}{2} & si\ T_m - \Delta T \le T \le T_m + \Delta T \\ Cp_L & si\ T > T_m + \Delta T \end{cases} \qquad \text{(A.3.1)}$$

La figure suivante illustre la valeur de *Cp* en fonction de la température :

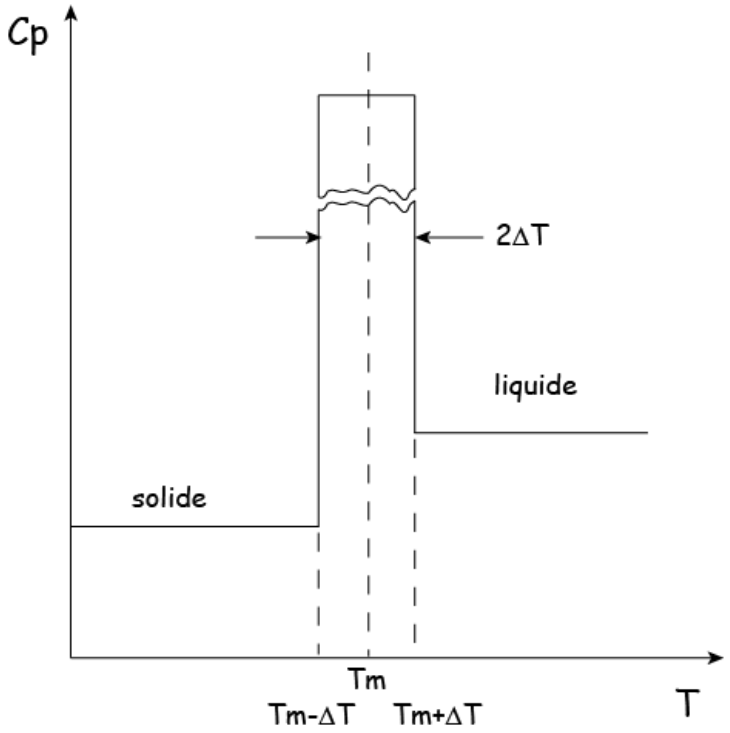


Figure A.3.1: Capacité thermique équivalente incluant l'effet de la chaleur latente sur l'intervalle de température 2ΔT autour de la température de fusion Tm

L'équation de conduction à une dimension dans ce cas-ci, s'écrit comme suit:

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{\rho}\frac{\partial T}{\partial x}\right) \tag{A.3.2}$$

L'équation (A.3.2) discrétisé de façon implicite selon un maillage uniforme devient :

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{k}{\rho\ \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) \tag{A.3.3}$$

Puisque l'énergie latente est prit en compte dans le terme de chaleur spécifique :

$$\frac{\partial H_i}{\partial t} \equiv Cp\frac{\partial T_i}{\partial t} \tag{A.3.4}$$

Ainsi, l'équation pour résoudre le problème de changement de phase à une dimension est obtenue en substituant l'équation (A.3.4) dans l'équation (A.3.3) :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho \cdot Cp \cdot \Delta x^2}(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) \qquad \text{(A.3.5)}$$

Un dilemme survient toutefois dans l'application directe de l'équation (A.3.1) car l'analyse numérique indique une grande sensibilité à l'intervalle de température choisi pour le changement de phase (2ΔT). D'un côté, cet intervalle doit être assez petit pour bien représenter la réalité d'une température de fusion fixe, surtout pour les substances pures. D'un autre côté, une grande valeur de cet intervalle est souhaitable pour réduire la non linéarité introduite par le terme d'énergie latente, L/2ΔT.

La méthode présentée dans cette annexe, est tirée des travaux de Hisao (1985) et permet de palier à ce dilemme. Ainsi la capacité thermique d'un VC n'est pas directement obtenue avec sa température comme le montre l'équation (A.3.1), mais plutôt en calculant une capacité thermique moyenne en tenant compte de la température des VC voisins. Pour un problème à une dimension, cette capacité thermique moyenne prend la forme suivante:

$$Cp(T_i) = \frac{1}{2}[Cp(T_i, T_{i-1}) + Cp(T_i, T_{i+1})] \qquad \text{(A.3.6)}$$

Où T_i, représente la température du nœud *i* et $Cp(T_i,T_{i-1})$, par exemple, représente une capacité thermique ajustée qui tient compte de l'état physique du matériau dans l'intervalle de température entre T_i et T_{i-1}.

Pour illustrer le calcul de cette capacité thermique ajustée, T_1 et T_2, les températures de deux nœuds voisins sont utilisés avec $T_1 > T_2$. La capacité thermique ajustée est donnée par l'une des expressions de (A.3.7) à (A.3.12) :

Si $T_2 < T_1 < T_m - \Delta T$, cela indique que seule la phase solide est présente :

$$Cp(T_1, T_2) = Cp_s \qquad \text{(A.3.7)}$$

Si $T_m + \Delta T < T_2 < T_1$, cela indique que seule la phase liquide est présente :

$$Cp(T_1, T_2) = Cp_l \qquad \text{(A.3.8)}$$

Si $T_2 < T_m - \Delta T$ et $T_1 > T_m + \Delta T$, alors :

$$Cp(T_1,T_2)=\frac{1}{(T_1+T_2)}\left[2\Delta T\left(\frac{L}{2\Delta T}+\frac{Cp_s+Cp_l}{2}\right)+Cp_s\ (T_m-\Delta T-T_2)+Cp_l(T_1-T_m-\Delta T)\right]$$

(A.3.9)

Si $T_m-\Delta T<T_2<T_1<T_m+\Delta T$, alors :

$$Cp(T_1,T_2)=\frac{L}{2\Delta T}+\frac{Cp_s+Cp_l}{2} \qquad \text{(A.3.10)}$$

Si $T_2<T_m-\Delta T$ et $T_m-\Delta T<T_1<T_m+\Delta T$, alors :

$$Cp(T_1,T_2)=\frac{1}{(T_1+T_2)}\left[\left(\frac{L}{2\Delta T}+\frac{Cp_s+Cp_l}{2}\right)(T_1-T_m+\Delta T)+Cp_s(T_m-\Delta T-T_2)\right] \text{(A.3.11)}$$

Si $T_m-\Delta T<T_2<T_m+\Delta T$ et $T_m+\Delta T<T_1$, alors :

$$Cp(T_1,T_2)=\frac{1}{(T_1+T_2)}\left[\left(\frac{L}{2\Delta T}+\frac{Cp_s+Cp_l}{2}\right)(T_m+\Delta T-T_2)+Cp_l(T_1-T_m-\Delta T)\right] \text{(A.3.12)}$$

Comme pour la méthode « enthalpie », l'équation (3.12) est également utilisée avec la méthode de la « capacité thermique équivalente » pour calculer la distribution de température dans le MCP. Les coefficients (3.13) sont aussi utilisés. Une particularité de la méthode de la « capacité thermique équivalente » est que l'évaluation des propriétés de chaque nœud doit être incluse dans le processus itératif de résolution de l'équation (3.12). Effectivement, d'une itération à l'autre, la température des nœuds change et cela peut avoir un impact important pour les nœuds dont la température est près de la température de fusion.

Pour ce qui est de la conductivité thermique, le concept de fraction de liquide proposé par Korti & al. (2004) est utilisé :

$$f_l=\begin{cases}1 & T>T_m+\Delta T\\ \dfrac{T-T_s}{T_l-T_s} & T_m+\Delta T\le T\le T_m+\Delta T\\ 0 & T<T_m-\Delta T\end{cases} \qquad \text{(A.3.13)}$$

Ainsi la conductivité thermique de chaque nœud prend la forme suivante :

$$k=k_l f_l+(1-f_l)k_s \qquad \text{(A.3.14)}$$

Un maillage uniforme de type B (selon la notation de Patankar (1980)) est aussi utilisée avec cette méthode (voir Figure 3.4) et l'interpolation quadratique présentée par Baliga (2006) est utilisée pour modifier les coefficients des nœuds voisins de frontières et pour calculer la température des frontières. De plus une méthode itérative de résolution, TDMA, est utilisée. La figure suivante montre l'algorithme de résolution pour la méthode de la « capacité thermique équivalente ».

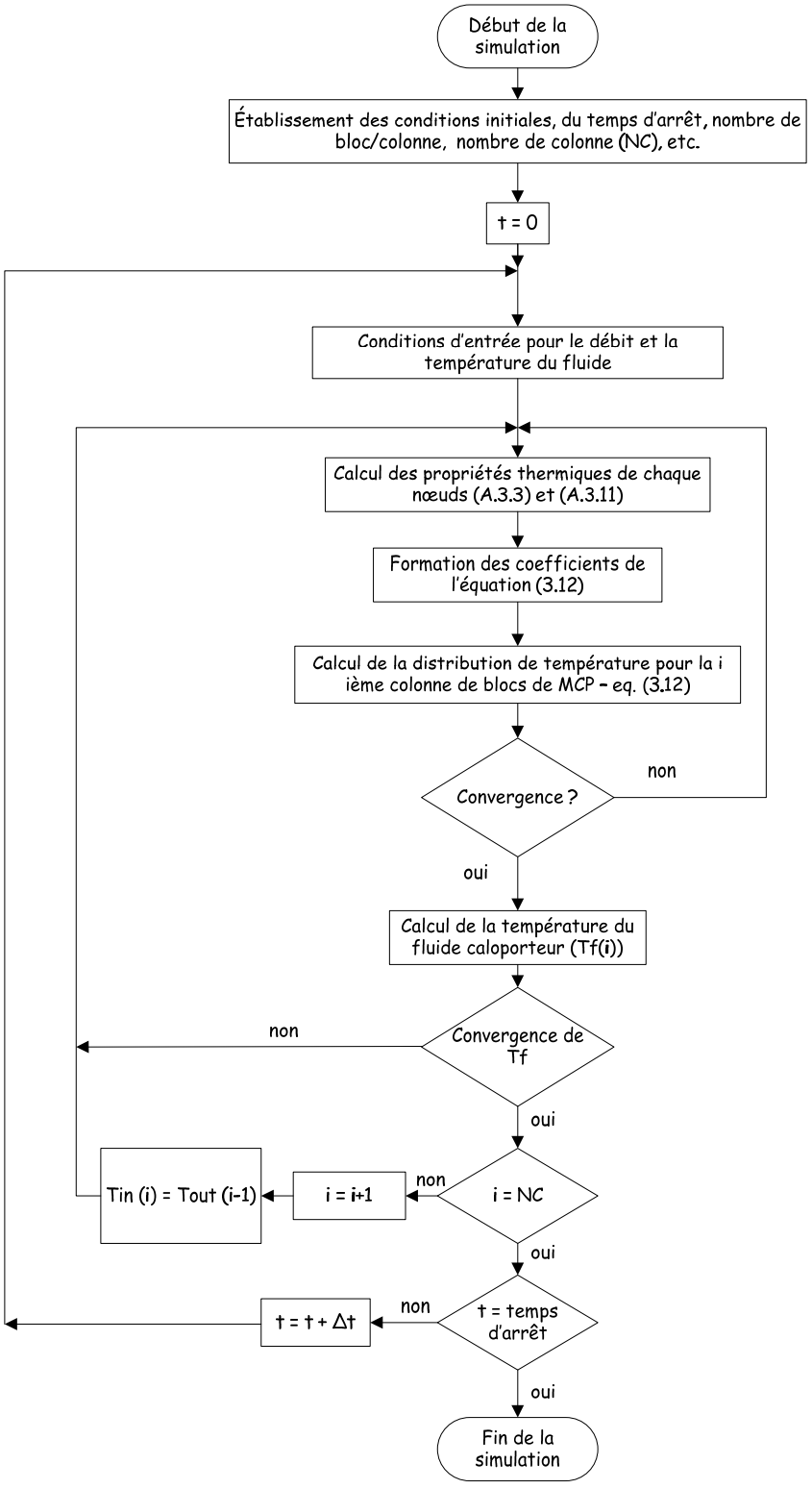

Début de la simulation
Établissement des conditions initiales, du temps d'arrêt, nombre de bloc/colonne, nombre de colonne (NC), etc.
t = 0
Conditions d'entrée pour le débit et la température du fluide
Calcul des propriétés thermiques de chaque nœuds (A.3.3) et (A.3.11)
Formation des coefficients de l'équation (3.12)
Calcul de la distribution de température pour la i ième colonne de blocs de MCP – eq. (3.12)
Convergence ?
non
oui
Calcul de la température du fluide caloporteur (Tf(i))
Convergence de Tf
non
oui
i = NC
non
i = i+1
Tin (i) = Tout (i-1)
oui
t = temps d'arrêt
non
t = t + Δt
oui
Fin de la simulation

Figure A.3.2: Algorithme de résolution pour la méthode de la « capacité thermique équivalente »

Comme le montre la Figure A.3.2, la résolution de la température du fluide caloporteur est identique pour les deux méthodes.

Vérification du modèle

Afin de démontrer la validité du modèle décrit dans cet annexe, les même quatre cas présentés aux sections 3.7 et 3.8 sont utilisés ici avec le même domaine de calcul que celui présenté à la Figure 3.11. Pour chacun des cas présentés ici, un intervalle pour le changement de phase ($2\Delta T$) de 0.1 ^{o}C est utilisé.

Cas 1 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes

Une analyse de l'indépendance du maillage a été réalisée pour ce cas avec des pas de temps de 100, 10 et 5 sec.

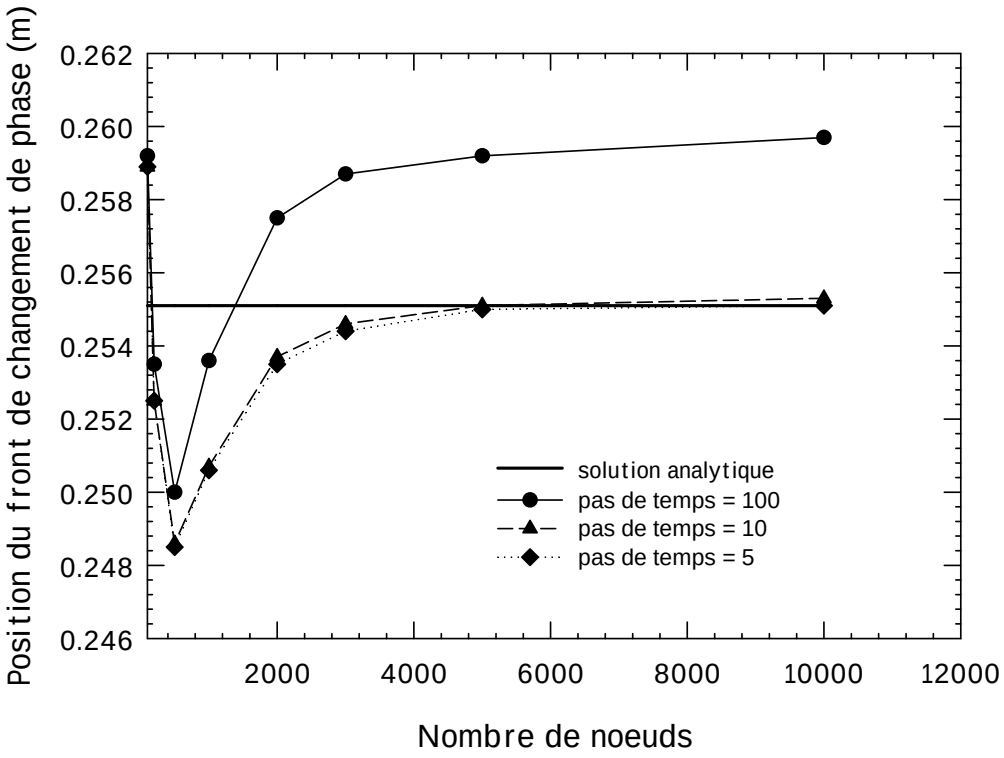


Figure A.3.3: Analyse d'indépendance du maillage pour le cas 1

La Figure A.3.3 montre qu'avec environ 5000 nœuds, la solution pour la position du front de changement de phase peut être considérée indépendante du maillage. Ce nombre de nœuds avec

un pas de temps de 10 secondes est utilisé pour comparer la méthode de la « capacité thermique équivalente » à la solution analytique. Le Tableau A.3.1 montre cette comparaison.

Tableau A.3.1: Comparaison de la méthode de la capacité thermique équivalente avec la solution analytique pour la position du front de changement de phase pour le cas 1

	Front de solidification pour $t = 3.0 \times 10^5$ s (m)	Écart (%)
Solution exacte	0.2551	-
Solution du modèle proposé	0.2551	-

Le Tableau A.3.1 montre une excellente correspondance entre les deux valeurs. Toutefois, il est intéressant de noter qu'un nombre de nœuds beaucoup plus élevé et un pas de temps beaucoup plus petit ont été nécessaires pour obtenir l'indépendance au maillage et au pas de temps par rapport à la méthode « enthalpie».

Cas 2 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques constantes

Une analyse d'indépendance du maillage avec des pas de temps de 100, 10 et 5 secondes est présentée à la Figure A.3.4 pour ce deuxième cas.

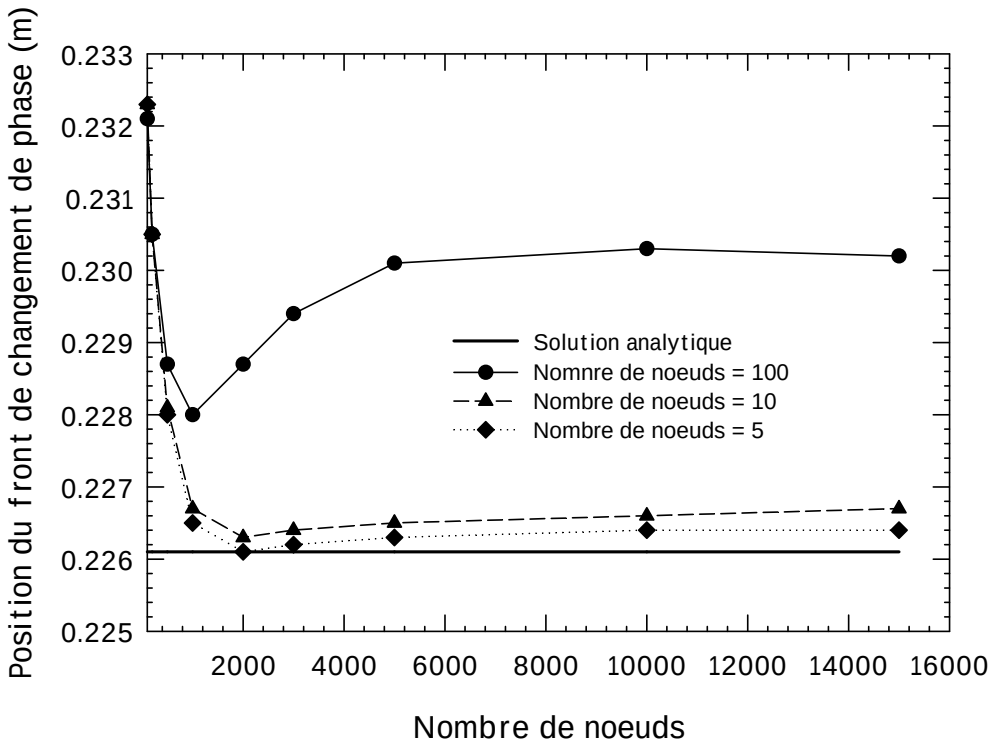


Figure A.3.4: Analyse d'indépendance du maillage pour le cas 2

La Figure A.3.4 montre que pour un nombre de nœuds d'environ 5000, la position calculée du front de changement de phase est indépendante du maillage. Ce nombre de nœuds a été utilisé avec un pas de temps de 10 secondes pour comparer cette méthode à la solution analytique. Le Tableau A.3.2 montre cette comparaison.

Tableau A.3.2: Comparaison de la méthode de la capacité thermique équivalente avec la solution analytique pour la position du front de changement de phase pour le cas 2

	Front de solidification pour $t = 4.5 \times 10^4$ s (m)	Écart (%)
Solution exacte	0.2261	-
Solution numérique	0.2266	0.2

Ces résultats montrent une très bonne correspondance entre les deux solutions. Toutefois, un écart plus grand que pour la méthode « enthalpie » est observé et ce pour un maillage plus fin et un pas de temps plus petit.

Cas 3 : Solidification d'un milieu liquide semi-infini avec des propriétés thermiques discontinues

Une analyse d'indépendance du maillage pour ce cas est présentée à la Figure A.3.5 pour t = 10000 secondes. Des pas de temps de 100, 10, 5 et 1 secondes sont utilisés.

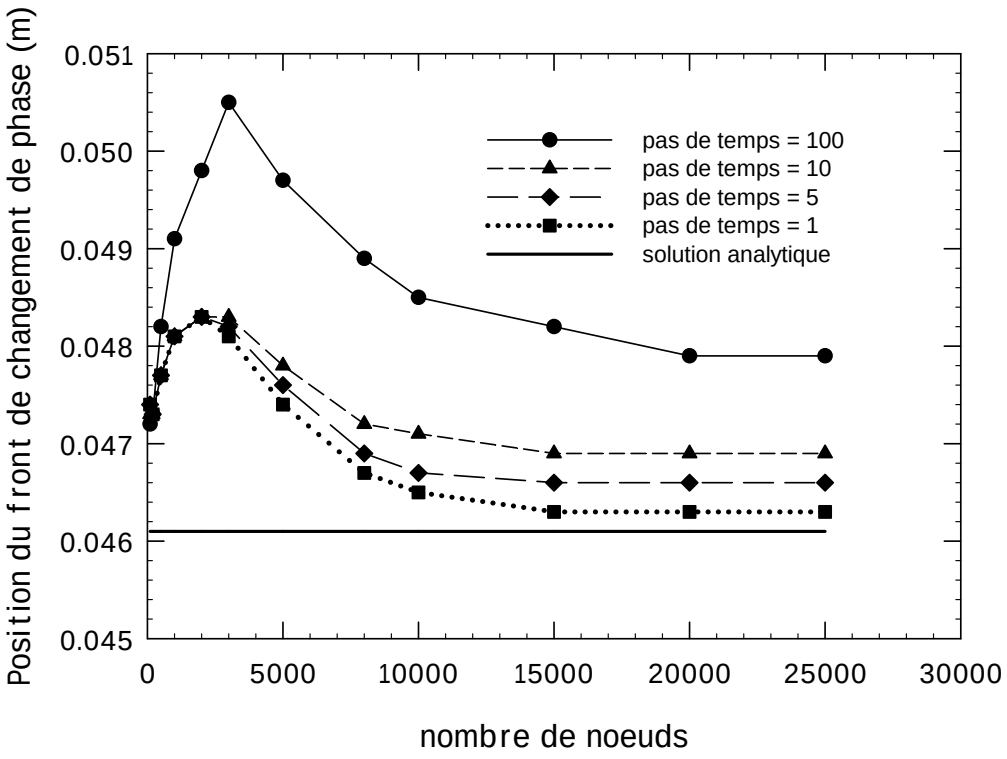


Figure A.3.5: Analyse d'indépendance du maillage pour le cas 3 à t = 10000 secondes

La Figure A.3.5 montre que pour un nombre de nœuds d'environ 10000, la position calculée du front de changement est indépendante du maillage. Ce nombre de nœuds a été utilisé avec un pas de temps de 1 seconde pour comparer la méthode de la « capacité thermique équivalente » à la solution analytique pour ce cas. La Figure A.3.6 montre cette comparaison.

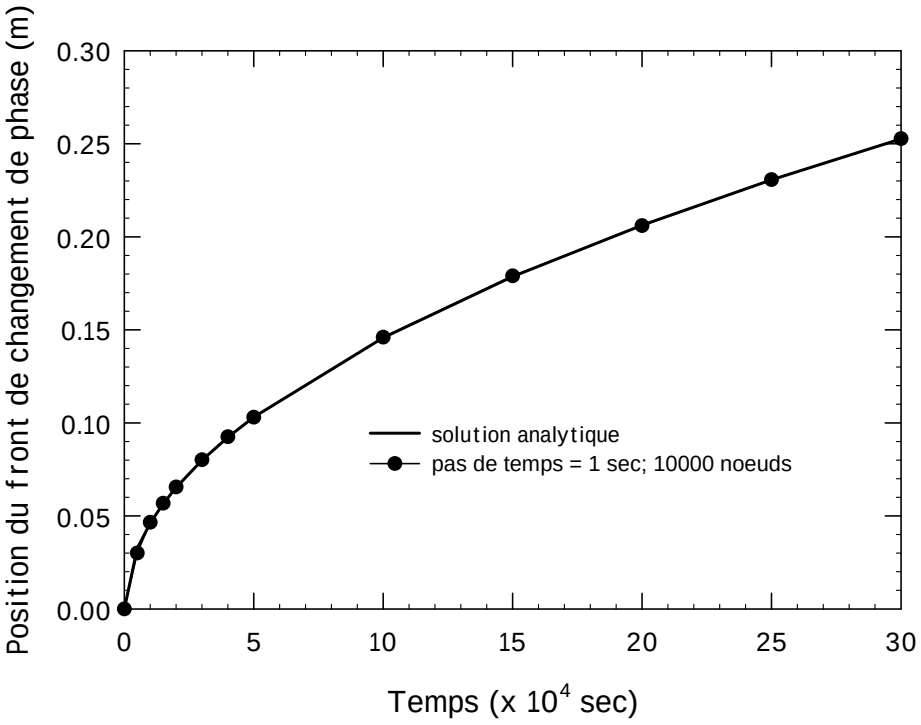


Figure A.3.6: Comparaison entre la méthode de la « capacité thermique équivalente » et la solution analytique pour différents temps pour le cas 3

La Figure A.3.6 montre une très bonne correspondance entre les résultats. Toutefois, un maillage très fin et un pas de temps très petit sont nécessaires pour atteindre cette correspondance.

Cas 4 : Échange convectif et conduction sans changement de phase

Le même cas décrit à la section 3.8 est utilisé ici pour vérifier l'utilisation de la condition frontière d'échange convectif avec un fluide caloporteur. Le deux figures suivantes montrent la comparaison entre la méthode de la « capacité thermique équivalente » et la solution analytique présenté par Incropera (2007) pour la distribution de température après un temps de 119 heures et l'évolution de la température en un point (x = 0.25 m).

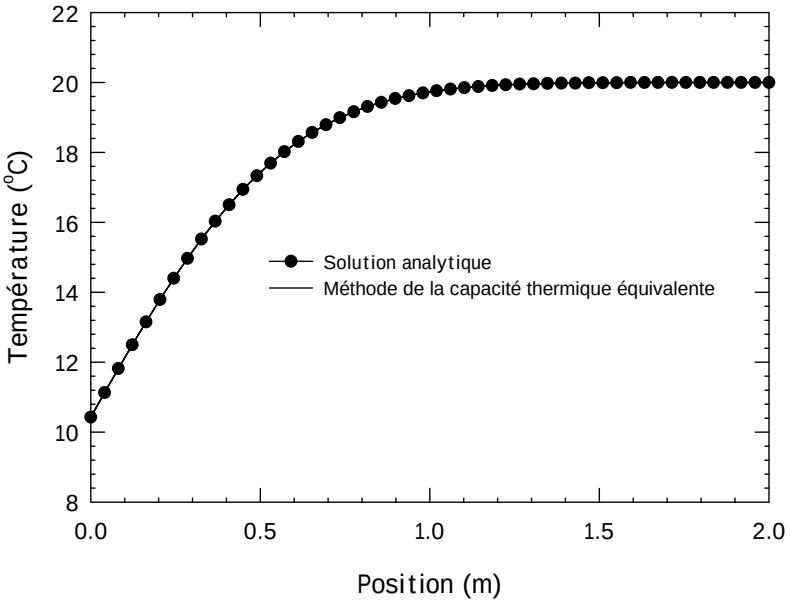


Figure A.3.7: Distribution de température dans le MCP après un temps de 119 heures pour le 4ième cas

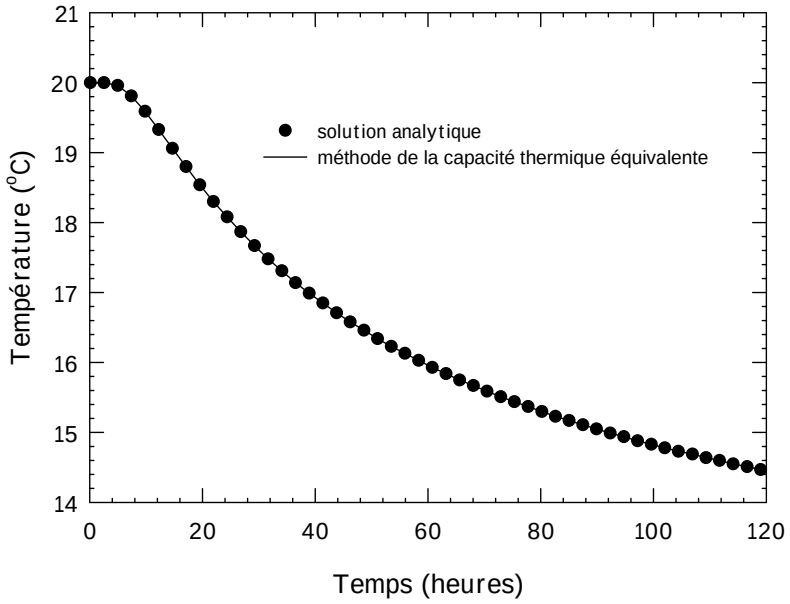


Figure A.3.8: Évolution de la température du MCP en x = 0.25 m pour le 4ième cas

Les deux dernières figures montrent une excellente correspondance entre la méthode de la « capacité thermique équivalente » et la solution analytique pour un problème de conduction sans changement avec échange convectif à la paroi. Évidemment, puisque le changement de phase n'est pas pris en compte dans ce cas, les deux méthodes (enthalpie et capacité thermique équivalente) sont exactement équivalentes.

Comparaison inter modèle

Afin d'établir une comparaison supplémentaire entre la méthode «enthalpie » et celle de la «capacité thermique équivalente », un cas test de fusion est utilisé. Pour ce cas, le changement de phase et l'échange convectif à la paroi sont considérés. Un bloc de MCP ayant les dimensions suivante est utilisé : l = 0.1 m, b = 0.1 m et δ = 0.02 m (voir Figure 3.1). Les propriétés thermophysiques du MCP utilisé sont présentées au Tableau 3.1. Le MCP est initialement à une température de 18 ^{o}C et est plongé dans un bain à température constante réglé à une température de 60 ^{o}C. Ainsi aucun calcul itératif sur la température du fluide caloporteur n'est nécessaire puisque sa température est fixée à 60 ^{o}C. Un coefficient d'échange convectif de 16 $Wm^{-2}K^{-1}$ est supposé.

L'évolution de la température au centre de ce bloc de MCP est utilisée comme valeur de comparaison. La figure suivante montre 3 graphiques. Les deux premiers présentent une analyse d'indépendance du maillage pour la méthode de la « capacité thermique équivalente » et la méthode « enthalpie ». Le troisième montre la comparaison entre ces deux méthodes avec les courbes indépendantes au maillage.

La première figure du haut montre que pour un nombre de nœuds d'environ 500, l'évolution de la température au centre du bloc de MCP pour la méthode de la « capacité thermique équivalente » est indépendante du maillage pour un pas de temps de1 sec. La figure du centre montre que pour la méthode « enthalpie », avec un pas de temps de 30 secondes, un nombre de nœuds d'environ 22 est nécessaire pour obtenir une solution indépendante du maillage. Finalement, la figure du bas, montre la comparaison de ces deux courbes et une excellente correspondance est observée.

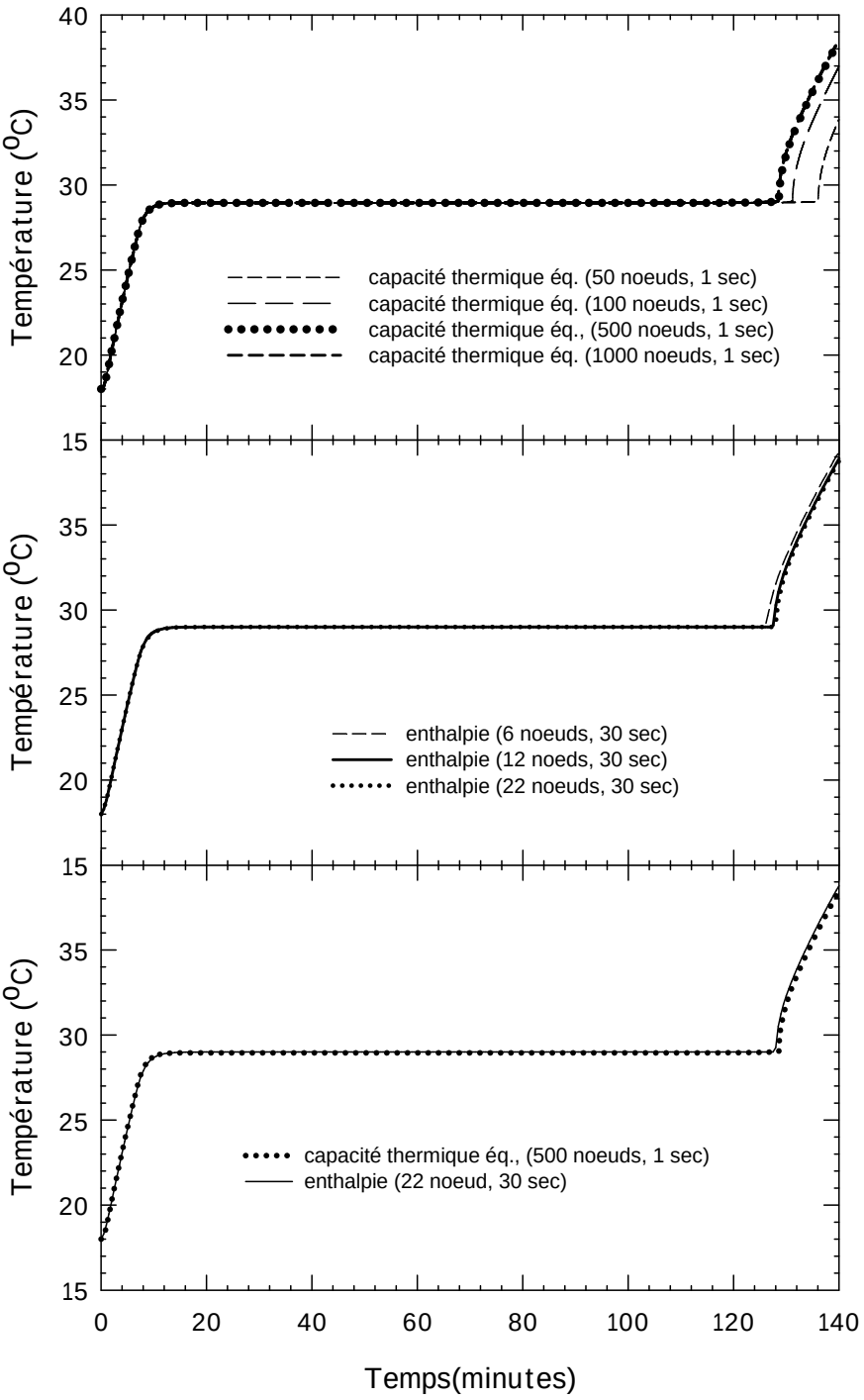

Température (°C)
capacité thermique éq. (50 noeuds, 1 sec)
capacité thermique éq. (100 noeuds, 1 sec)
capacité thermique éq., (500 noeuds, 1 sec)
capacité thermique éq. (1000 noeuds, 1 sec)
enthalpie (6 noeuds, 30 sec)
enthalpie (12 noeds, 30 sec)
enthalpie (22 noeuds, 30 sec)
capacité thermique éq., (500 noeuds, 1 sec)
enthalpie (22 noeud, 30 sec)
Temps(minutes)

Figure A.3.9: Température au centre du bloc de MCP. Analyse d'indépendance au maillage pour les deux méthodes et la comparaison inter modèle

La Figure A.3.9 montre que la température du centre du bloc de MCP atteint la température de fusion de 29 °C après un temps d'environ 10 minutes. Finalement, après un temps d'environ

130 minutes, le changement de phase est complété et la température au centre du bloc de MCP augmente brusquement.

ANNEXE 4 – Guide d'utilisation du TYPE 292

Cette annexe se veut un guide d'utilisation du TYPE 292 (modèle proposé) dans l'environnement TRNSYS. Les principaux paramètres limitants sont le nombre de blocs de MCP par colonnes de blocs, le nombre de colonnes de blocs et les dimensions de chaque bloc de MCP. Des limites ont été fixées pour représenter la situation à simuler dans cette étude. Toutefois, l'usager ayant des connaissances appropriées en langage de programmation *FORTRAN* pourrait ajuster ces limites dans le code source selon le but visé. La figure suivante montre un réservoir de MCP d'un volume de 1 m^3 formé de 10 colonnes de 250 blocs à titre d'exemple.

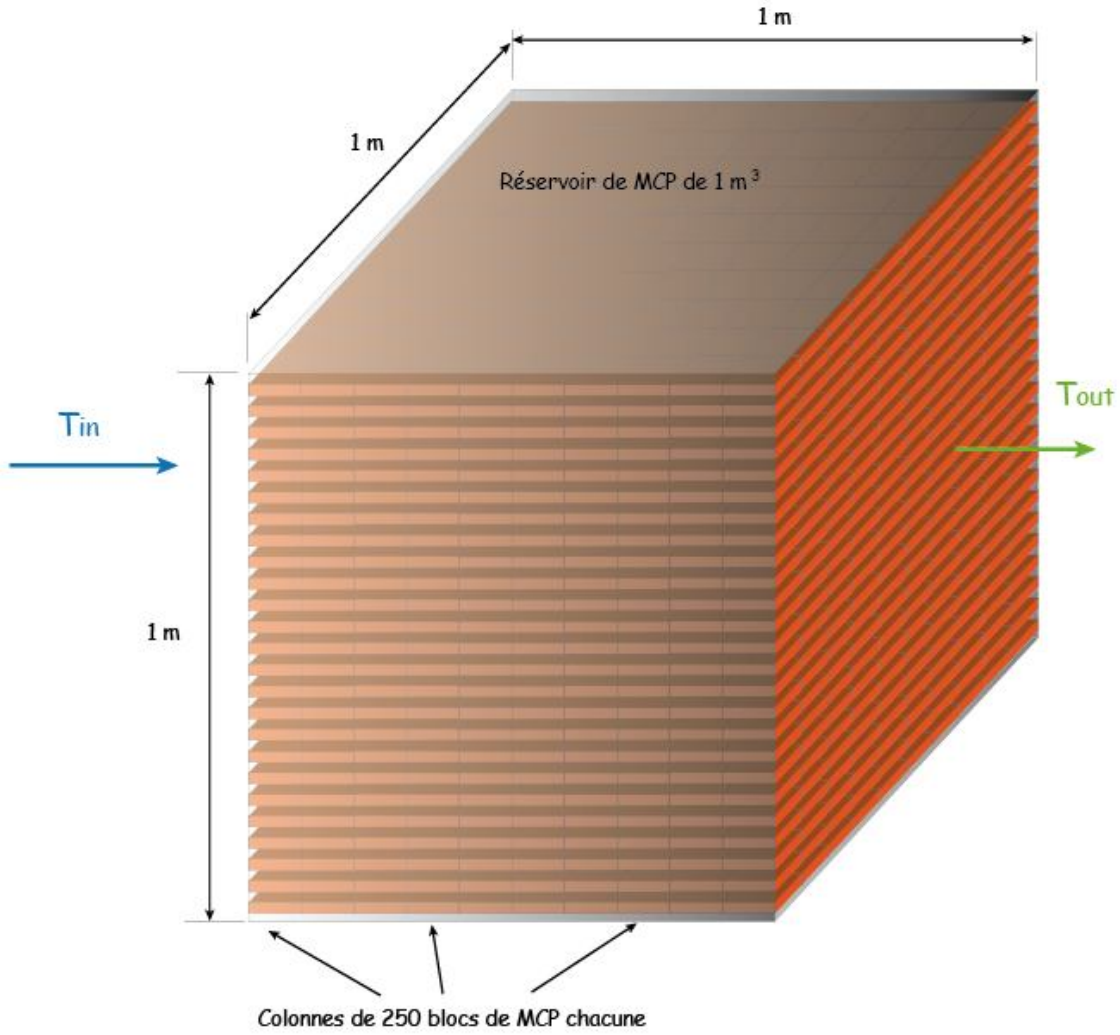


Figure A.4.1: Réservoir de stockage thermique formé de 10 colonnes de 250 blocs de MCP chacune

La Figure A.4.2 montre le *proforma* associé au TYPE 292 avec les onglets contenant des variables à spécifier par l'usager ou renvoyer comme résultats pas le TYPE 292. La description des variables associées à chacun des onglets est présentée dans les sections suivantes.

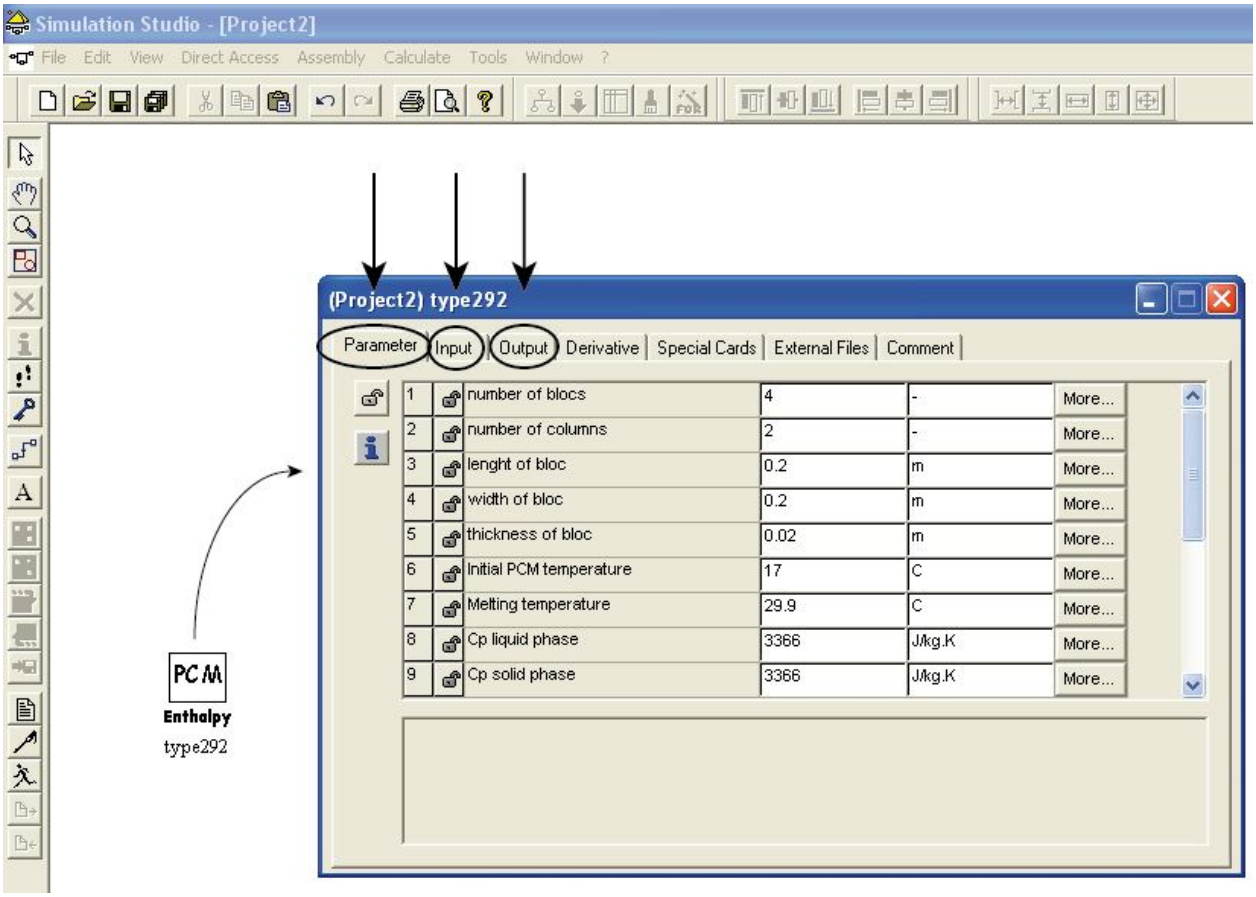

Simulation Studio - [Project2]
File Edit View Direct Access Assembly Calculate Tools Window ?
(Project2) type292
Parameter
Input
Output
Derivative
Special Cards
External Files
Comment
1 number of blocs 4 - More...
2 number of columns 2 - More...
3 lenght of bloc 0.2 m More...
4 width of bloc 0.2 m More...
5 thickness of bloc 0.02 m More...
6 Initial PCM temperature 17 C More...
7 Melting temperature 29.9 C More...
8 Cp liquid phase 3366 J/kg.K More...
9 Cp solid phase 3366 J/kg.K More...
PCM
Enthalpy
type292

Figure A.4.2: *Proforma* du TYPE 292 dans l'environnement *TRNSYS*

Onglet *Parameter*

Cette section fournie des explications au sujet des variables à spécifier par l'usager dans l'onglet *Parameter* (voir Figure A.4.2). Le Tableau A.4.1 décrit l'ensemble de ces variables.

Tableau A.4.1: Description des variables de l'onglet *Parameter* du TYPE 292 à spécifier par l'usager

Variable	Description	Unité
Number of blocs	Nombre de blocs de MCP par colonne de blocs	-
Number of columns	Nombre de colonnes de blocs	-
Lenght of bloc	Longueur d'un bloc de MCP	m
Width of bloc	Largeur d'un bloc de MCP	m
Thickness of bloc	Épaisseur d'un bloc de MCP	m
Initial PCM temperature	Température initiale de tout le MCP au début de la simulation	^{o}C
Melting temperature	Température de fusion du MCP	^{o}C
Cp liquid phase	Chaleur spécifique de la phase liquide du MCP	$J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K$
Cp solid phase	Chaleur spécifique de la phase solide du MCP	$J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K$
Latent heat of PCM	Chaleur latente du MCP	$J{\cdot}kg^{-1}$
Density liquid phase	Masse volumique de la phase liquide du MCP	$kg{\cdot}m^{-3}$
Density solid phase	Masse volumique de la phase solide du MCP	$kg{\cdot}m^{-3}$
Conductivity liquid phase	Conductivité thermique de la phase liquide du MCP	$W{\cdot}m^{-1}{\cdot}K$
Conductivity liquid phase	Conductivité thermique de la phase solide du MCP	$W{\cdot}m^{-1}{\cdot}K$
CP of heat transfer fluid	Chaleur spécifique du fluide caloporteur	$J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K$
Density_HTF	Masse volumique du fluide caloporteur	$kg{\cdot}m^{-3}$
Hot_or_cold	Variable servant à spécifier s'il s'agit d'un stockage chaud (1) ou d'un stockage froid (0).	-

L'usager peut choisir un nombre de blocs par colonnes entre 1 et 500 et un nombre de colonnes entre 1 et 400. Le nombre de blocs par colonne est limité pour des raisons numériques

spécifiques aux simulations réalisées dans le cadre de ce travail. Le débit de fluide caloporteur étant séparé de façon égale entre chaque bloc de MCP d'une même colonne, un plus grand nombre de blocs par colonne occasionne un plus petit débit par bloc et des problèmes de convergence ont été observés pour de trop faibles débits. Toutefois, le code source pourrait être modifié pour permettre le nombre de blocs désiré par colonne.

Le nombre de colonnes est limité à 400 et la séquence de stockage et de récupération des valeurs de températures et de fraction de liquide lors du passage d'un pas de temps à un autre est construite en fonction de cette limite.

La longueur et la largeur des blocs de MCP à utiliser ne sont pas limitées. Toutefois de petites valeurs (0.1 à 0.2 m) sont suggérées pour représenter le plus fidèlement possible la réalité puisque l'hypothèse de 1D est utilisée.

La variable de l'épaisseur des blocs de MCP sert aussi à spécifier l'espace réservé au passage du fluide caloporteur entre deux blocs de MCP. Ainsi la moitié du volume d'un réservoir de stockage thermique à MCP est occupé par de l'eau et l'autre par le MCP.

La variable *hot_or_cold* sert à spécifier si le stockage est utilisé en chauffage ou en climatisation. Elle prend la valeur de 1 s'il s'agit d'un stockage chaud ou de 0, s'il s'agit d'un stockage froid. Cette variable sert au calcul adéquat du taux de charge du réservoir. Effectivement, si tout le MCP d'un réservoir est liquide, un réservoir chaud est considéré plein tandis qu'un réservoir froid est considéré vide.

Onglet *Input*

Cette section fournie des détails au sujet des variables à spécifier par l'usager dans l'onglet *Input* (voir Figure A.4.2). Le Tableau A.4.1 décrit chacune de ces variables.

Tableau A.4. 2: Description des variables de l'onglet *Input* du TYPE 292 à spécifier par l'usager

Variable	Description	Unité
Inlet flow rate	Débit total à l'entrée du réservoir	$kg \cdot s^{-1}$
Inlet fluid temperature	Température du fluide caloporteur à l'entrée du réservoir	^{o}C
Convective coefficient	Coefficient de transfert de chaleur convectif à la paroi des blocs de MCP	$W \cdot m^{-2} \cdot K$

Dans le cas d'un débit de fluide caloporteur nul, les conditions de température du MCP demeurent inchangées jusqu'à ce que le débit redevienne non nul.

Le coefficient de transfert de chaleur convectif à la paroi des blocs de MCP peut être fixe ou calculé dans une boîte d'équation en fonction de différents paramètres (température du fluide, surface d'échange, etc). Il est à noter que la résistance thermique de la paroi des blocs de MCP n'est pas considérée directement dans cette étude. Ainsi l'usager souhaitant tenir compte de cette résistance thermique pourrait utiliser un coefficient d'échange convectif équivalent qui inclut cette valeur.

Onglet *Output*

Cette section fournie des détails concernant des variables utilisées comme résultats par le TYPE 292 dans l'onglet *Output* (voir Figure A.4.2). Le Tableau A.4.1 décrit chacune de ces variables. Tel que le veut la convention dans TRNSYS, la température du fluide caloporteur à la sortie du réservoir est calculée comme la moyenne entre la température de sortie actuelle et celle au pas de temps précédent.

La variable *Energy to PCM* renvoi à chaque pas de temps de la simulation, la quantité d'énergie emmagasinée ou libérée depuis la situation initiale du réservoir selon le cas d'un réservoir chaud ou froid. Au début d'une simulation, tout le MCP d'un même réservoir est à la même température. Si cette température initiale est inférieure à la température de fusion du MCP, la variable *Energy to PCM* représente l'énergie emmagasinée dans le MCP au temps *t*. Si, au contraire, la température initiale est supérieure à la température de fusion, cette variable

représente l'énergie libérée par le MCP vers le fluide caloporteur. La température et l'état physique de chaque VC de MCP sont utilisés pour calculer cette variable.

La variable *Energy from HTF* sert à établir un bilan énergétique du réservoir de MCP. Cette quantité d'énergie est en fait la somme depuis le début de la simulation de l'énergie fournie ou retirée au MCP par le fluide caloporteur.

Tableau A.4.3: Description des variables de l'onglet *Output* du TYPE 292.

Variable	Description	Unité
Outlet Temperature	Température du fluide caloporteur à la sortie du réservoir	^{o}C
Outlet flowrate	Débit de fluide caloporteur à la sortie du réservoir	$kg \cdot s^{-1}$
Energy from HTF	Énergie transmise par le fluide caloporteur par convection à travers la paroi des blocs de MCP	J
Energy to PCM	Énergie emmagasinée ou libérée par rapport à la situation initiale dans le réservoir de stockage à MCP	J
T_center_a	Température du centre d'un bloc de MCP de la $1^{ière}$ colonne de blocs	^{o}C
T_center_z	Température du centre d'un bloc de MCP de la dernière colonne de blocs	^{o}C
T_wall_a	Température à la paroi d'un bloc de MCP de la $1^{ière}$ colonne de blocs	^{o}C
T_wall_z	Température à la paroi d'un bloc de MCP de la dernière colonne de blocs	^{o}C
Load level	Taux de charge du réservoir de stockage	%

Exemple d'utilisation

Cette section présente un exemple d'utilisation du TYPE 292 dans l'environnement TRNSYS. Dans cet exemple, le cas d'un réservoir de 10 m^3 est utilisé (100 colonnes de 250 blocs de MCP). Un débit de 8 L/s et une température à l'entrée du réservoir fixe de 40 ^oC sont considérés. Le MCP utilisé est de chlorure de calcium hexahydraté dont la température de fusion est de 29 ^oC. Ses propriétés sont présentées au Tableau 3.4. Les figures suivantes montrent les différentes valeurs à spécifier par l'usager dans le *proforma* du TYPE 292.

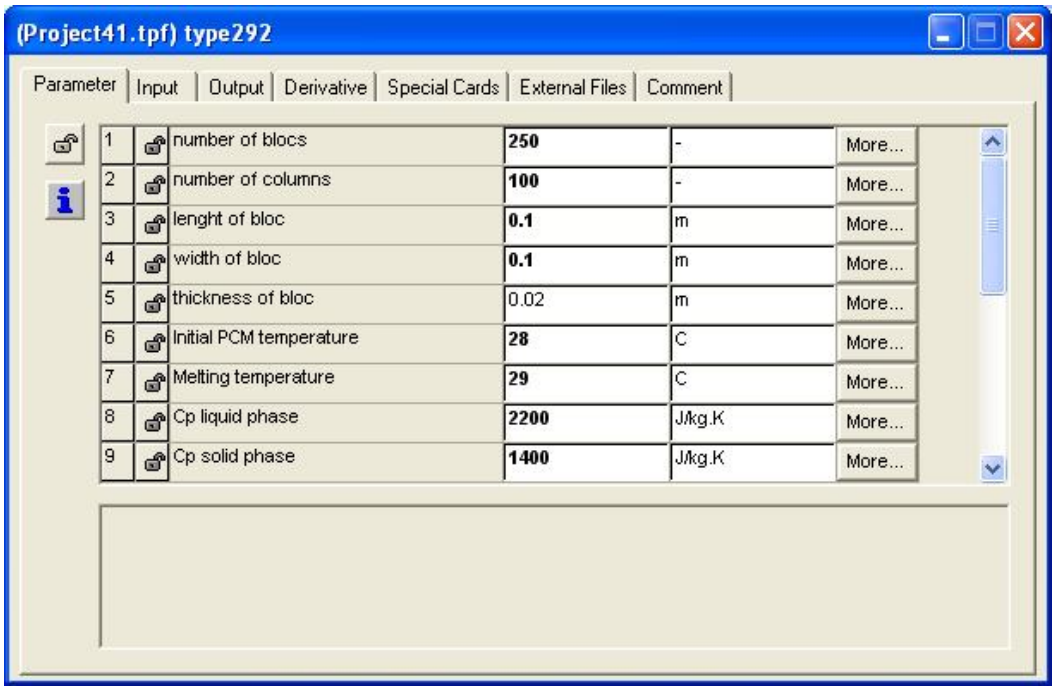

(Project41.tpf) type292
Parameter
Input
Output
Derivative
Special Cards
External Files
Comment
1 number of blocs 250 - More...
2 number of columns 100 - More...
3 lenght of bloc 0.1 m More...
4 width of bloc 0.1 m More...
5 thickness of bloc 0.02 m More...
6 Initial PCM temperature 28 C More...
7 Melting temperature 29 C More...
8 Cp liquid phase 2200 J/kg.K More...
9 Cp solid phase 1400 J/kg.K More...

Figure A.4.3: Onglet *Parameter* du TYPE 292

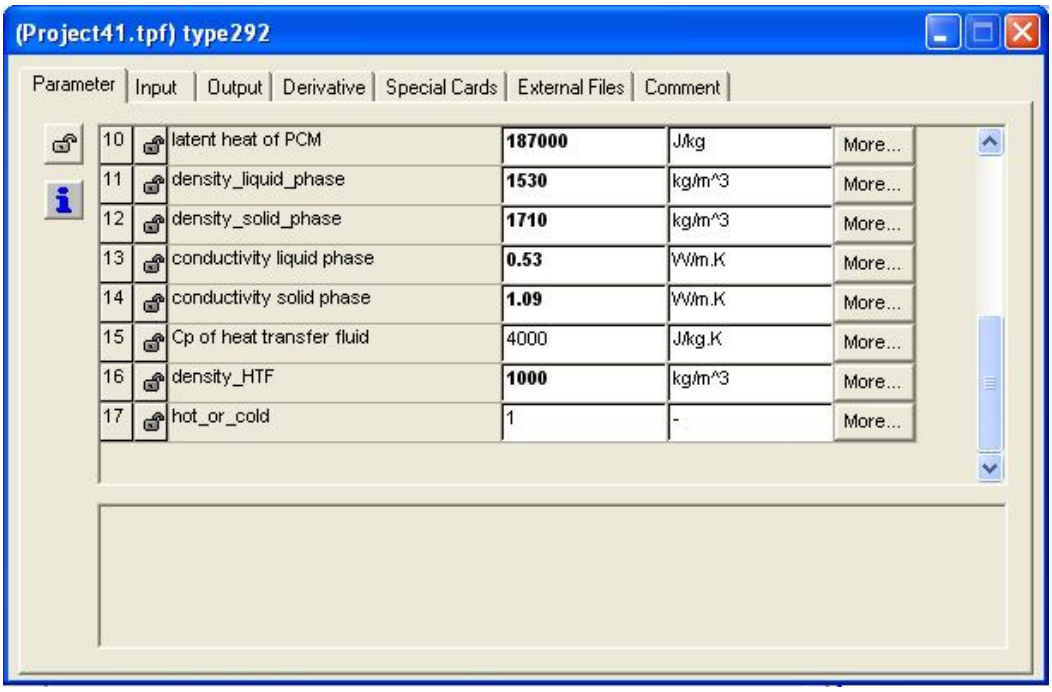


Figure A.4.4: Onglet *Parameter* du TYPE 292 (suite)

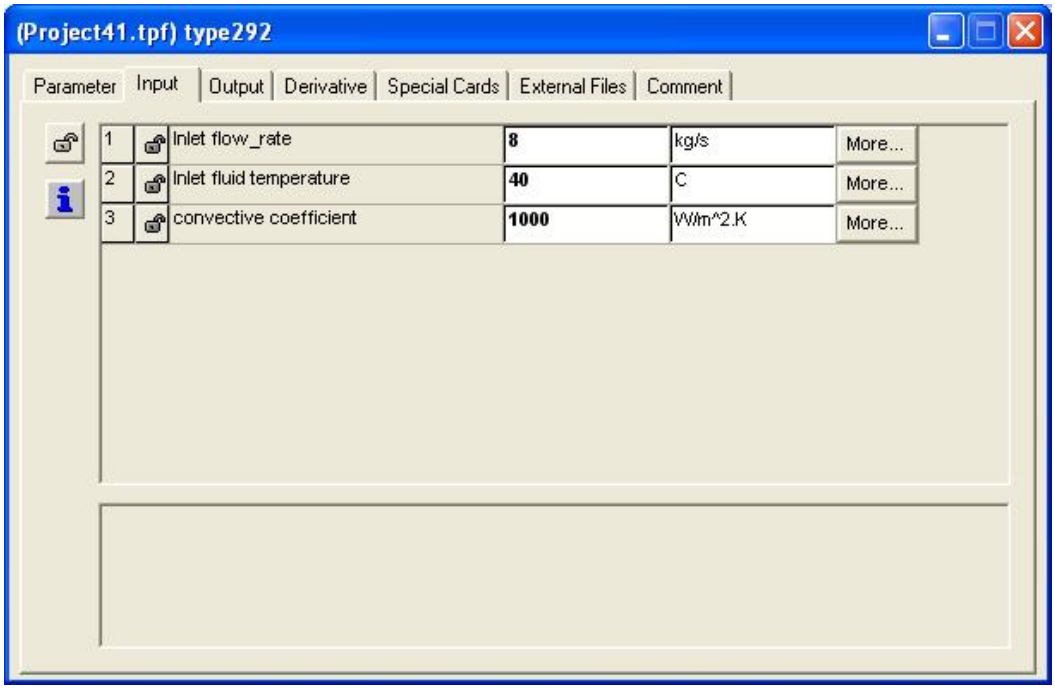


Figure A.4.5: Onglet *Input* du TYPE 292

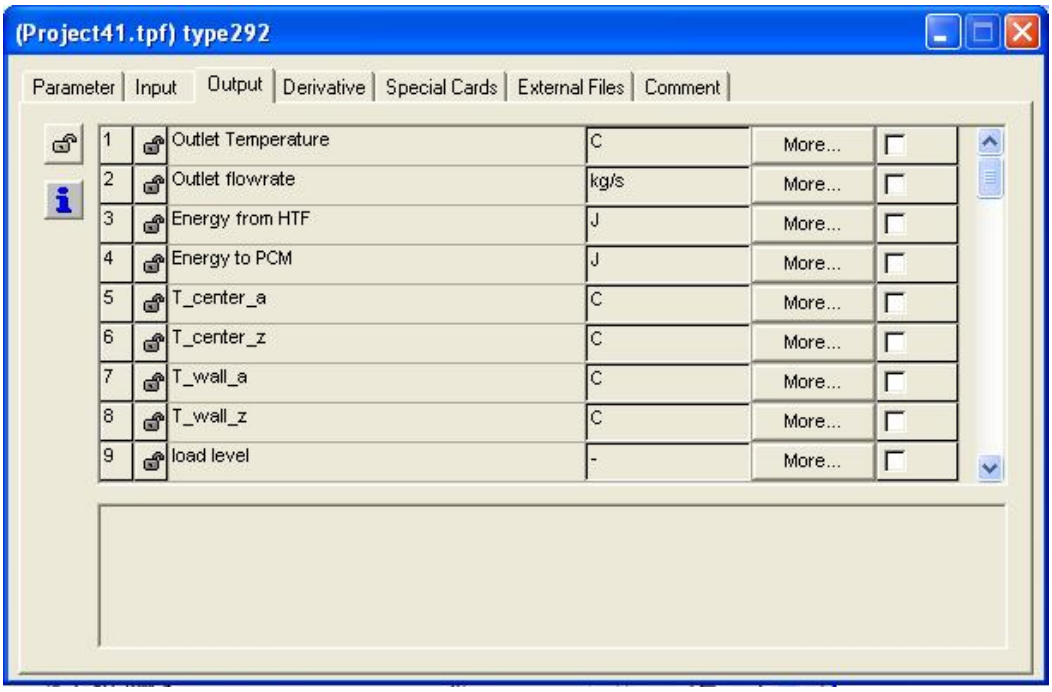


Figure A.4.6: Onglet *Output* du TYPE 292

L'usager connecte ensuite les variables de l'onglet *output* du TYPE 292 à un *online plotter* afin d'observer les résultats de la simulation. Les résultats peuvent aussi être exportés dans des fichiers. La figure suivantes montre les connections entre le TYPE 292 et le *online plotter* « Températures ».

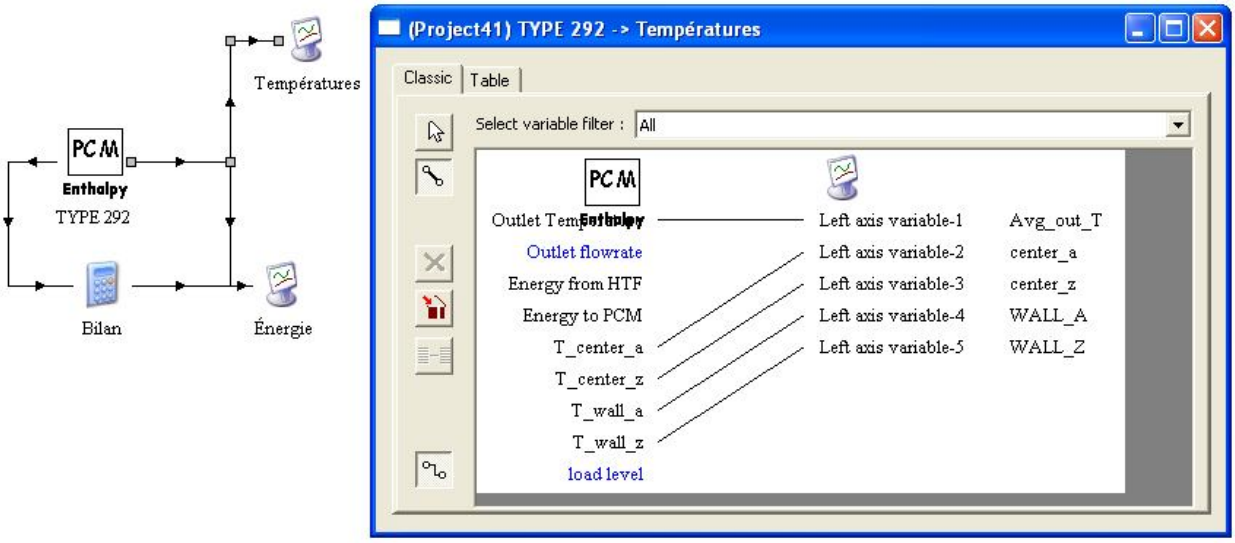


Figure A.4.7: Connections entre le TYPE 292 et *online plotter* « Températures »

Dans ce cas ci, les résultats sont tracés sur deux *online plotter* différents pour plus de clarté. De plus, une boîte d'équation, appelée ici « Bilan », est utilisée pour établir le bilan énergétique de la simulation. Ainsi la figure suivante montre les connexions entre le TYPE 292 et le *online plotter* « Énergie ».

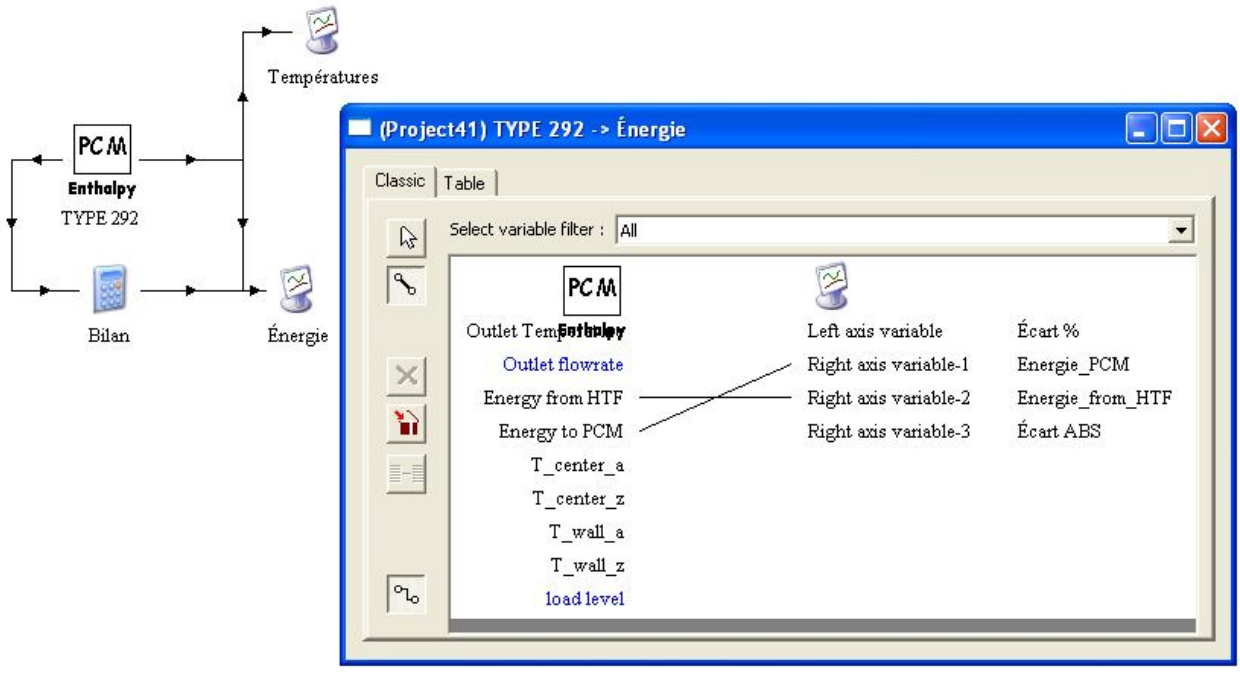


Figure A.4.8: Connections entre le TYPE 292 et le *online plotter* « Énergie »

Finalement la figure suivante montre les connexions entre la boîte d'équation « Bilan » et le *online plotter* « Énergie ».

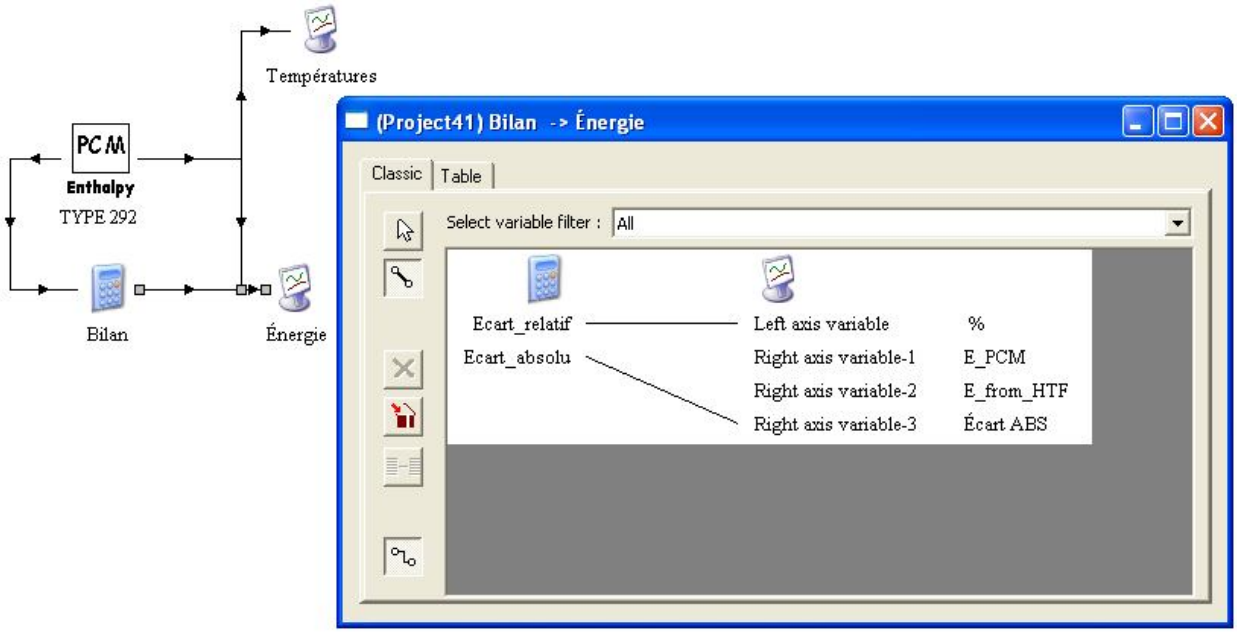


Figure A.4.9: Connections entre la boîte d'équation « Bilan » et le *online plotter* « Énergie »

Comme le montrent les Figures A.4.8 et A.4.9, il est possible de visualiser l'énergie emmagasiné dans le MCP, l'énergie transmise par le fluide caloporteur et l'écart relatif et absolue entre ces deux quantités.

L'usager lance ensuite une simulation d'une durée de 3 heures avec un pas de temps de 0.01 heures. La figure suivante montre le graphique tracé par le *online plotter* « Températures ».

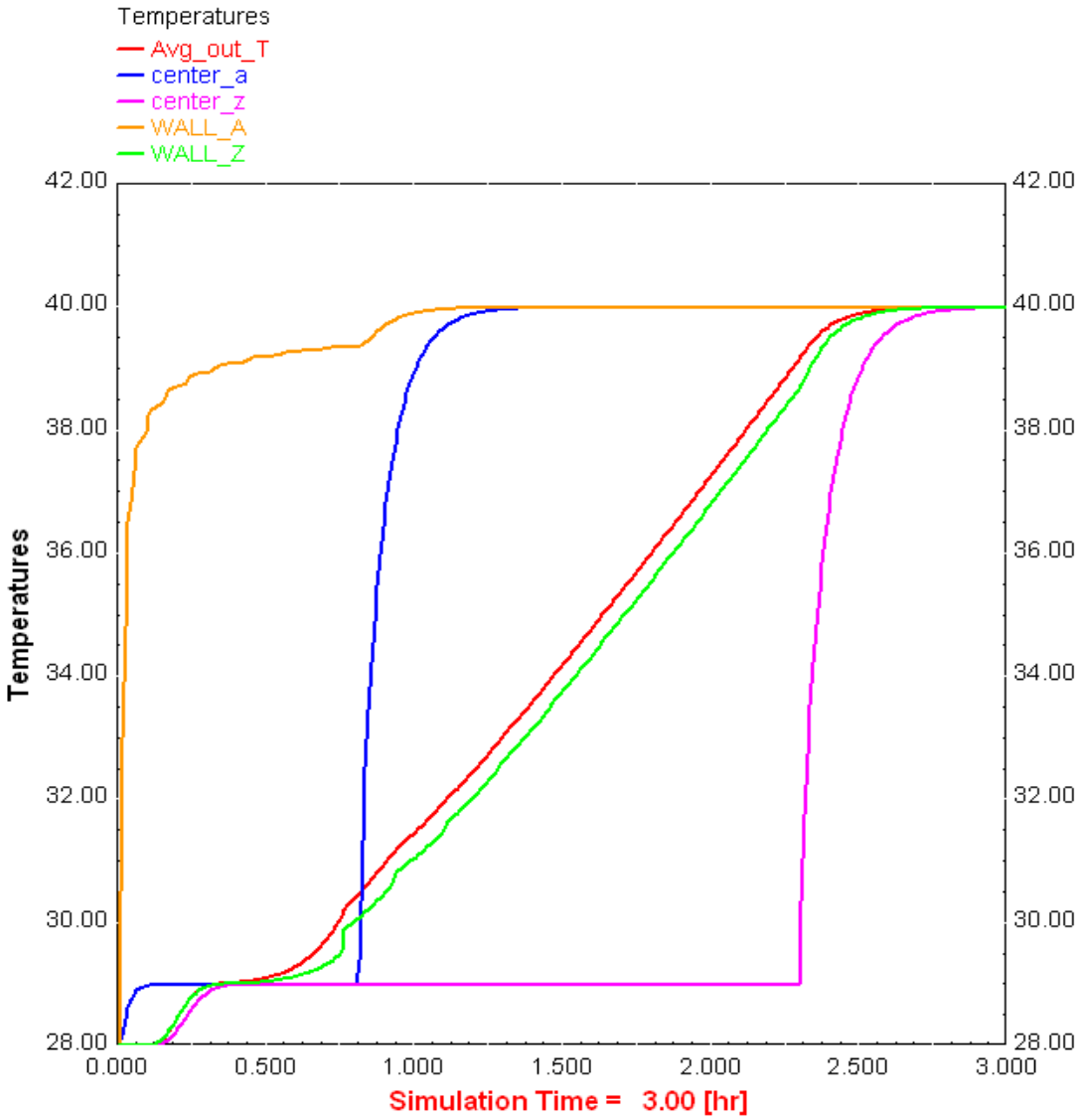


Figure A.4.10: Résultats tracés par le *online plotter* « Températures »

La courbe en rouge de la Figure A.4.10 représente la température du fluide caloporteur à la sortie du réservoir tandis que les autres courbes représentent la température du centre et de la paroi des blocs de MCP de la 1ère colonne et de la dernière colonne de blocs. Les lettres *a* et *z* utilisée dans la légende de ces courbes représentent respectivement la 1ère et la dernière colonne de blocs de MCP. Ainsi, la température de la paroi des blocs de la 1ère colonne augmente brusquement dès le début de la simulation tandis qu'il faut environ 0.8 heures à ceux-ci pour fondre complètement Cette figure montre que la dernière colonne de blocs devient complètement liquide après environ

2.3 heures et que la température de sortie du fluide caloporteur est très près de la température de la paroi des blocs de la dernière colonne et ce tout au long de la simulation. La figure suivante montre le graphique tracé par le *online plotter* « Énergie ».

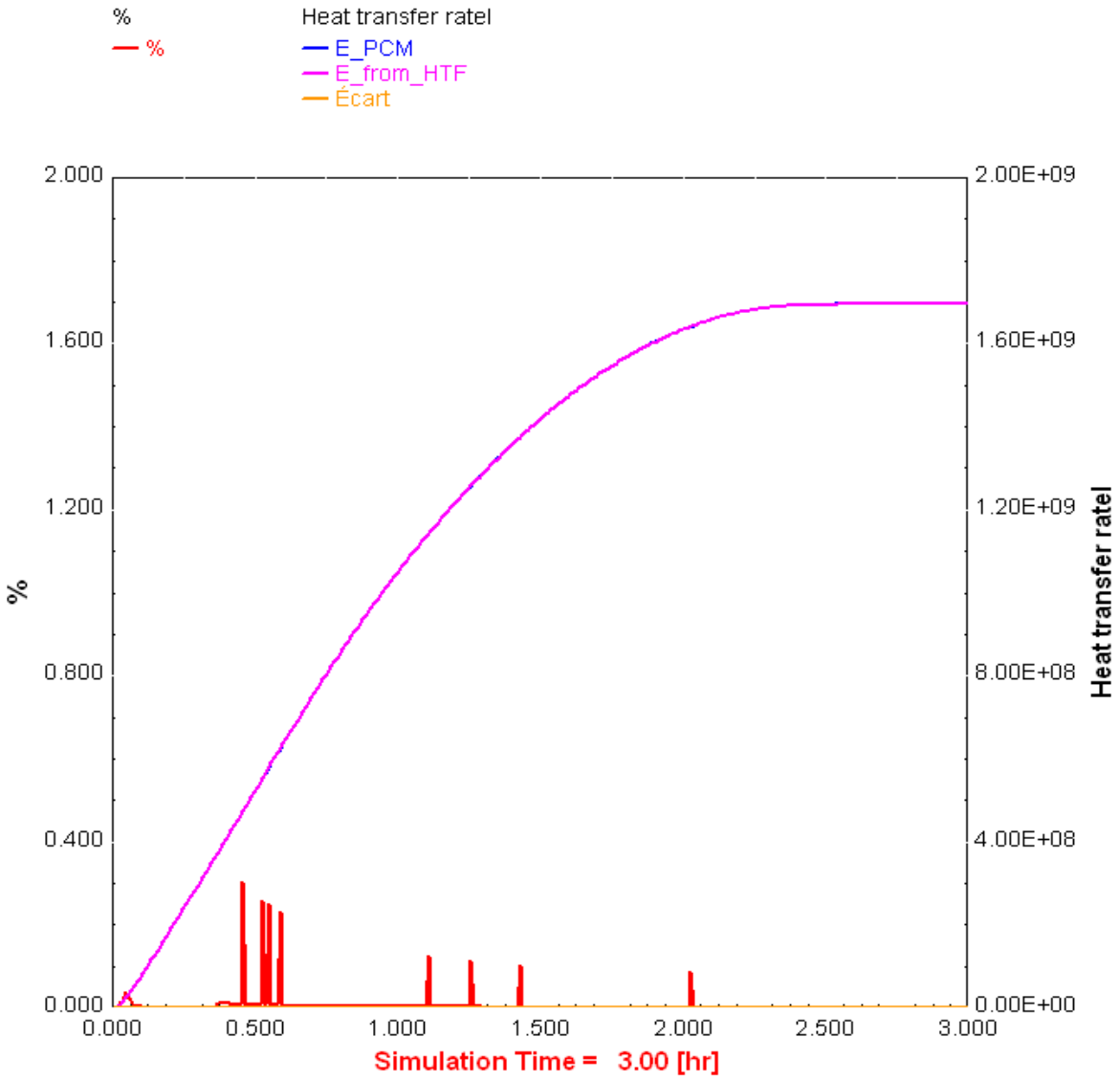


Figure A.4.11: Résultats tracés par le *online plotter* « Énergie »

La Figure A.4.11 montre des pointes d'écart relatif entre l'énergie emmagasinée dans le MCP et celle transmise par le fluide. Ces pointes sont dues aux manipulations numériques nécessaires lors du passage du front de changement de phase d'un VC à un autre. Toutefois, un écart relatif

maximal de 0.3 % est observé et à la fin de cette simulation, un écart relatif de seulement 0.003 % est enregistré. Ainsi pendant le cycle de recharge représenté sur cette figure, le réservoir emmagasine environ 1.7×10^9 Joules ce qui représente 472 kWh, dont 1.5×10^9 Joules sous forme d'énergie latente.